

EMERSON SILVEIRA SERAFIM

**INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
NO COMPORTAMENTO VIBRACIONAL E
ACÚSTICO DE UM MOTOR DE RELUTÂNCIA
CHAVEADO**

FLORIANÓPOLIS

2002

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA ELÉTRICA

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
NO COMPORTAMENTO VIBRACIONAL E
ACÚSTICO DE UM MOTOR DE RELUTÂNCIA
CHAVEADO

Tese submetida à
Universidade Federal de Santa Catarina
Como parte dos requisitos para a
Obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

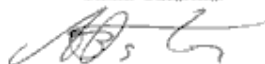
EMERSON SILVEIRA SERAFIM

Florianópolis, Julho de 2002.

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS NO COMPORTAMENTO VIBRACIONAL E ACÚSTICO DE UM MOTOR DE RELUTÂNCIA CHAVEADO

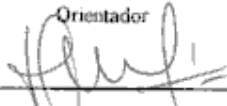
EMERSON SILVEIRA SERAFIM

‘Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Elétrica, Área de Concentração em *Sistemas de Energia*, e aprovada em sua forma final pelo programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Santa Catarina.’



Prof. João Pedro Assumpção Bastos, Dr. D'Etat

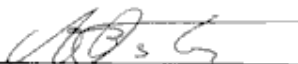
Orientador



Prof. Edson Roberto de Pieri, Dr.

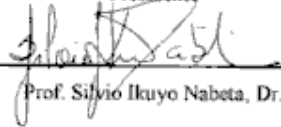
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

Banca Examinadora:

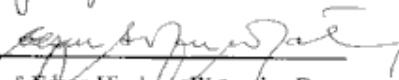


Prof. João Pedro Assumpção Bastos, Dr. D'Etat

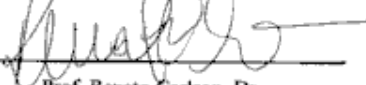
Presidente



Prof. Silvio Ikuyo Nabeta, Dr.



Prof. Edson Hirokazu Watanabe, Dr.



Prof. Renato Carlson, Dr.



Prof. Nelson Sadowski, Dr.

À minha noiva Graziela
Aos meus pais: Itamar e Zuleide
Aos meus irmãos: Jefferson e Elaine
Aos pais de minha noiva: Gabriel e Maria Jucélia

Resumo da Tese apresentada à UFSC como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS NO COMPORTAMENTO VIBRACIONAL E ACÚSTICO DE UM MOTOR DE RELUTÂNCIA CHAVEADO

Emerson Silveira Serafim

Julho/2002

Orientador: João Pedro Assumpção Bastos, Doutor

Área de Concentração: Concepção e Análise de Dispositivos Eletromagnéticos.

Palavras-chave: Motor de relutância chaveado, elementos finitos, força magnética, vibração, ruído acústico, forma dos dentes.

Número de Páginas: 128.

RESUMO: O presente trabalho aborda a questão da influência dos parâmetros geométricos e das formas dos dentes sobre o comportamento vibracional e acústico de um motor de relutância chaveado (MRC). O método de elementos finitos é aplicado tanto na análise magnética quanto na análise mecânica. As forças magnéticas, principais fontes de geração de vibração e ruído no motor, dependem da intensidade da corrente e da forma geométrica, e são calculadas pelo Método de Correntes e Cargas Equivalentes. Este trabalho está dividido nas seguintes etapas: revisão sobre o MRC e um estudo sobre as causas do ruído acústico e da vibração no motor; definição da metodologia a ser utilizada para o cálculo das vibrações e do ruído acústico; e apresentação das equações para modelagem do problema magnético e mecânico. Para validar a metodologia na busca da redução nos níveis de vibração e ruído, foram realizadas várias modificações geométricas no MRC a partir de um modelo tomado como referência (modelo original). Estas foram realizadas principalmente no estator, até chegarmos a uma forma com características magnéticas semelhantes às do motor original e com melhores características vibracionais e acústicas. Na etapa final um novo motor foi construído com o auxílio da WEG S.A. e a verificação experimental comprovou os resultados obtidos na etapa de simulação.

Abstract of Thesis presented to UFSC as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor en Electrical Engineering.

INFLUENCE OF THE GEOMETRIC PARAMETERS ON THE VIBRATORY AND ACOUSTIC NOISE BEHAVIOR OF A SWITCHED RELUCTANCE MOTOR

Emerson Silveira Serafim

July/2002

Advisor: João Pedro Assumpção Bastos, Dr.

Area of Concentration: Electromagnetic Devices.

Keywords: Switched Reluctance Motor, Finite Element, magnetic forces, vibration, acoustic noise, tooth shape.

Number of Pages: 128.

ABSTRACT: The present work deal with the influence of the geometric parameters and the tooth shapes on the vibrational and acoustic behavior of the switched reluctance motors (SRM). The Finite Element method is used for magnetic and mechanical analysis. The magnetic forces, main sources of vibration and acoustic noise in the SRM depend on exciting currents and the geometry, and they are calculated based on the Equivalent Superficial Current and Charge Method. This work is divided in the following parts: preliminary study and the causes of the vibrations and acoustic noise in the motor; definition of the methodology to be used for vibrations and acoustic noise calculation; and presentation of the equations for modeling the magnetic and the mechanical problem.

To validate the methodology for searching vibration and noise levels reduction, some geometric modifications in a give SRM used as reference (original model) were performed. For this thesis a model was constructed and the results are in good agreement with the simulation and the keeping the same electromagnetic characteristics.

In the final part a new machine was constructed and the experimental results were successful.

SUMÁRIO

RESUMO	v
ABSTRACT	vi
SUMÁRIO	vii
LISTAS DE SIGLAS, ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	x
LISTAS DE FIGURAS E TABELAS	xvii
 INTRODUÇÃO GERAL	 1
 CAPÍTULO 1 – MOTOR DE RELUTÂNCIA CHAVEADO	
1.1. – Introdução	5
1.2. – Apresentação do Motor	5
1.3. – Princípio de operação	6
1.4. – Fontes de Ruído no MRC	8
1.5. – Fontes de Vibração no MRC	10
1.6. – Conclusão	11
 CAPÍTULO 2 – DEFINIÇÃO DAS HIPÓTESES, METODOLOGIA DE ESTUDO E DOS PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	
2.1. – Introdução	12
2.2. – Modelos de Acoplamento Magnetomecânicos	12
2.3. – Hipóteses Adotadas	13
2.4. – Metodologia de Estudo	17
2.5. – Procedimentos Experimentais	23
2.5.1. – Instrumentos utilizados para Medição das Vibrações	23
2.5.2. – Instrumentos utilizados para Medição do Ruído	25
2.6. – Conclusão	26
 CAPÍTULO 3 – MODELAGEM DOS PROBLEMAS ACOPLADOS MAGNETO–ELÁSTICOS	
3.1. – Introdução	27

3.2. – Modelagem do Problema Magnético	27
3.2.1. – Equações de Maxwell na Magnetodinâmica	27
3.2.2. – Formulação utilizando Potencial Vetor Magnético	28
3.2.3. – Métodos de Cálculo das Forças Eletromagnéticas	30
3.3. – Modelagem do Problema Mecânico	34
3.3.1. – Cálculo da Resposta Natural	34
3.3.2. – Cálculo da Resposta Forçada	36
3.3.3. – Cálculo Analítico da Vibração	37
3.3.4. – Cálculo Analítico do Ruído	38
3.4. – Conclusão	40

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

4.1. – Introdução	41
4.2. – Considerações Iniciais	41
4.2.1. – Características Geométricas do MRC	41
4.3. – ETAPA 1: COMPORTAMENTO DAS DIFERENTES FORMAS DE ROTORES COM O ESTATOR ORIGINAL	44
4.3.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas	44
4.3.2. – Cálculo da Resposta Natural	46
4.3.3. – Cálculo da Resposta Forçada	47
4.3.4. – Conclusão da Etapa 1	49
4.4. – ETAPA 2: COMPORTAMENTO DA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS DO ROTOR COM O ESTATOR ORIGINAL	50
4.4.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas	50
4.4.2. – Cálculo da Resposta Natural	52
4.4.3. – Cálculo da Resposta Forçada	52
4.4.4. – Conclusão da Etapa 2	54
4.5. – ETAPA 3: COMPORTAMENTO DAS DIFERENTES FORMAS DE ESTATOR COM O ROTOR ORIGINAL	55
4.5.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas	55
4.5.2. – Cálculo da Resposta Natural	57
4.5.3. – Cálculo da Resposta Forçada	59

4.5.4. – Conclusão da Etapa 3	74
4.6. – ETAPA 4: COMPORTAMENTO DOS MELHORES CASOS DA ETAPA 3	75
4.7. – ETAPA 5: COMPORTAMENTO DOS MELHORES CASOS DA ETAPA 4	77
4.7.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas	77
4.7.2. – Cálculo da Resposta Natural	79
4.7.3. – Cálculo da Resposta Forçada	80
4.7.4. – Conclusão da Etapa 5	82
4.8. – Conclusão	83

CAPÍTULO 5 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1. – Introdução	87
5.2. – Considerações Iniciais	87
5.3. – Corrente no Enrolamento do MRC	88
5.4. – Ensaio de Vibração	90
5.5. – Ensaio de Ruído	96
5.6. – Conclusão	98

CONCLUSÃO GERAL	99
------------------------	----

ANEXO 1 – DADOS DO MOTOR DE RELUTÂNCIA CHAVEADO	101
--	-----

ANEXO 2 – FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DAS FORÇAS MAGNÉTICAS	103
---	-----

ANEXO 3 – FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DA RESPOSTA NATURAL E FORÇADA	107
---	-----

ANEXO 4 – FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DA PRESSÃO SONORA RADIADA	112
---	-----

ANEXO 5 – ETAPAS DE MONTAGEM DO MRC	113
--	-----

ANEXO 6 – DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA DE DESENHO PARA TODOS OS MODELOS EM ESTUDO	118
--	-----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	124
-----------------------------------	-----

LISTAS DE SIGLAS, ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

CAPÍTULO 1:

MRC – Motor de Relutância Chaveado;
 T – Torque eletromagnético [N.m];
 W' – Coenergia [J];
 θ - Posição do rotor [graus];
 i – Corrente nos enrolamentos [A];
 ϕ - Fluxo concatenado [Wb];
 f_{Ress} – Frequência Natural de ressonância [Hz];
 b_y - Espessura do Estator [m];
 r_y - Raio geométrico principal da carcaça do estator [m];
 D_0 - Diâmetro externo do estator [m];
 E - Módulo de Young [N/m²];
 ν - Coeficiente de Poisson;
 ρ - Densidade de massa do material [kg/m³].

CAPÍTULO 2:

MEF – Método de Elementos Finitos;
Rsh - Raio do eixo do rotor [mm];
R0 - Raio da coroa do rotor [mm];
R1 - Raio externo do rotor [mm];
R2 - Raio interno da coroa do estator [mm];
R3 - Raio externo da coroa do estator [mm];
Gap - Entreferro [mm];
 β_r - Ângulo polar do rotor [graus];
 β_s - Ângulo polar do estator [graus];
NdivR - Número de divisões na face do pólo do rotor;
NdivS - Número de divisões na face do pólo do estator;
NdivX - Número de divisões entre os pólos do rotor e do estator;
EFCAD – Pacote de softwares para o Cálculo de Campos;

EFM – Software para geração da Malha do pacote EFCAD;
 EFCRF – Software de Cálculo Estático com Rotação do pacote EFCAD;
 NECT – Software de Decomposição Harmônica;
 ANSYS – Software de análise Mecânica;
 VR – Software para geração dos resultados de vibração e ruído;
 ELF – Arquivo com informações do modelo em estudo;
 DES – Arquivo com as curvas geradas pelo EFCRF;
 LIE – Arquivo com as componentes harmônicas das forças magnéticas;
 RMS – Arquivo com informações gerais dos dados obtidos no EFCRF;
 FREQ – Abreviatura de frequência;
 UX – Deslocamento na direção x;
 UY – Deslocamento na direção y;
 D - Distância entre o motor e o microfone [m];

CAPÍTULO 3:

E – Vetor Campo Elétrico [V/m];
B – Vetor Indução Magnética [T];
H – Vetor Campo Magnético [A/m];
D – Vetor Indução Elétrica [C/m²];
J - Densidade Superficial de Corrente [A/m²];
 t - Tempo [s];
 ρ - Densidade Volumétrica de Carga [C/m³];
 ε - Permissividade Elétrica do meio [F/m];
 μ - Permeabilidade Magnética do meio [H/m];
 σ - Condutividade Elétrica do meio [(Ωm)⁻¹];
B_R - Indução Magnética Remanente [T];
A - Potencial Vetor Magnético;
J_S - Densidade de Corrente gerada pela Fonte;
J_e - Densidade de Corrente Induzida pelo Campo Elétrico;
 φ - Potencial escalar elétrico;
 Ω - Domínio de materiais magnético;

ρ_v - Distribuição volumétrica de cargas magnéticas;
 ρ_s - Distribuição superficial das cargas magnéticas;
 S - Superfície limitante do meio;
 \mathbf{M}_1 - Vetor intensidade de imantação induzida do meio 1;
 \mathbf{f}_v - Distribuição volumétrica de forças de densidade;
 \mathbf{f}_s - Distribuição superficial de forças;
 \mathbf{H}_S - Campo magnético sobre a superfície S ;
 \mathbf{n} - Vetor normal;
 \mathbf{F}_x - Força global sobre um meio magnético não deformável;
 $\delta\mu$ - Variação da permeabilidade;
 V - Volume do meio sobre o qual a força é calculada;
 $[M]$ - Matriz Massa da estrutura;
 $[K]$ - Matriz Rigidez da estrutura;
 $[\ddot{\mathbf{u}}]$ - Vetor aceleração nodal;
 $[\dot{\mathbf{u}}]$ - Vetor velocidade nodal;
 $[\mathbf{u}]$ - Vetor deslocamento nodal;
 $\{\phi\}_i$ - Autovetor que representa a forma do modo da $i^{\text{ésima}}$ frequência natural;
 ω_i - $i^{\text{ésima}}$ frequência natural a ser determinada [radianos por unidade de tempo];
 t - Tempo;
 \det - Determinante;
 f_i - Frequência natural i ;
 $\bar{\mathbf{F}}_k$ - Vetor das Amplitudes Complexas das Forças Magnéticas aplicadas a cada nó;
 k - Número de harmônicas;
 $\{\phi\}_k$ - Autovetor que representa a forma do modo da $k^{\text{ésima}}$ frequência natural;
 ω - Frequência angular das forças de excitação ($[\bar{\mathbf{F}}_k]$);
 r - Número de modos;
 \mathbf{D}_R - Vetor deslocamento nodal;
 \mathbf{D}_x - Componente do vetor deslocamento em x ;
 \mathbf{D}_y - Componente do vetor deslocamento em y ;
 \mathbf{a}_{fr} - Vetor aceleração na frequência do modo r ;
 L_w - Nível de Potência Sonora em decibéis;

P_0 - Potência acústica de referência ($P_0 = 10^{-12}$ [W]);
 P - Potência sonora radiada por um objeto.
 L_p -Nível de Pressão Sonora em decibéis;
 p_o - Pressão acústica de referência ($p_o = 2.10^{-5}$ [N/m²] ou 20 [μPa]);
 p - Valor efetivo da pressão sonora para um dado ponto do espaço.
 L_I -Intensidade Sonora em decibéis;
 I_o - Intensidade acústica de referência ($I_o = 1.10^{-12}$ [W/m²]);
 I - Intensidade acústica em um ponto do espaço.
 \mathbf{P} – Vetor potência sonora radiada;
 \mathbf{I} – Vetor intensidade acústica;
 \mathbf{v} - Vetor velocidade de uma partícula;
 ρ - Densidade do ar (a 20°C = 1.21 [kg/m³]);
 c - Velocidade do som no ar [m/s];
 σ_{Rad} - Coeficiente de Radiação;
 \mathbf{v}_{fr} - Valor Eficaz da velocidade de vibração mecânica medida na superfície da máquina [m/s];
 S_{Rad} - Área da superfície da máquina contribuindo para radiação sonora [m²];
 a - Raio da esfera;
 k - Número de onda dado pela equação:

CAPÍTULO 4:

Estator Original 2 – Estator com raio de 41.308mm entre os dentes.

- 12o – Rotor original 1, estator original 2.
- 22n – Rotor 2, estator original 2.
- 32n – Rotor 3, estator original 2.
- 42n – Rotor 4, estator original 2.
- 52n – Rotor 5, estator original 2.
- 62n – Rotor 6, estator original 2.
- 72n – Rotor 7, estator original 2.
- 82n – Rotor 8, estator original 2.
- 92n – Rotor 9, estator original 2.

102n – Rotor 10, estator original 2.
 112n – Rotor 11, estator original 2.
 122n – Rotor 12, estator original 2.
 1RshA2 – Rotor original 1, Rsh com -10%, estator original 2.
 1RshB2 – Rotor original 1, Rsh com +10%, estator original 2.
 1R0A2 – Rotor original 1, R0 com -10%, estator original 2.
 1R0B2 – Rotor original 1, R0 com +10%, estator original 2.
 1BrA2 – Rotor original 1, β_r com -10%, estator original 2.
 1BrB2 – Rotor original 1, β_r com +10%, estator original 2.

Estator 1 – Coroa uniforme.

11AN – Rotor original 1, estator 1 com R2 de 78.85mm.
 11BN – Rotor original 1, estator 1 com R2 de 77.45mm.
 11CN – Rotor original 1, estator 1 com R2 de 76.05mm.

Estator 2 – Coroa com arco entre os dentes.

R_{arc} – Raio do arco entre os dentes do estator.
 12A – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 43.308mm.
 12B – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 42.308mm.
 12C – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 40.308mm.
 12D – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 39.308mm.

Estator 3 – Coroa uniforme com arcos na base do dente.

R_{ArBas} – Raio do arco situado na base do dente.
 13ax – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 78.85mm e R_{ArBas} de 2.00mm.
 13ay – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 78.85mm e R_{ArBas} de 4.00mm.
 13bx – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 77.45mm e R_{ArBas} de 2.00mm.
 13bw – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 77.45mm e R_{ArBas} de 3.00mm.
 13cu – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 76.05mm e R_{ArBas} de 1.00mm.
 13cx – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 76.05mm e R_{ArBas} de 2.00mm.

Estator 4 – Coroa uniforme com triângulo interno nas laterais do dente.

Alt_{Triang} – Altura da aresta central do triangulo em porcentagem da largura do dente.
 14ax – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 78.85mm e Alt_{Triang} de 10%.
 14ay – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 78.85mm e Alt_{Triang} de 20%.
 14bx – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 77.45mm e Alt_{Triang} de 10%.

14by – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 77.45mm e Alt_{Triang} de 20%.

14cx – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 76.05mm e Alt_{Triang} de 10%.

14cy – Rotor original 1, estator 4 com R2 de 76.05mm e Alt_{Triang} de 20%.

Estator 5 – Coroa uniforme com rampa externa na lateral o dente.

Alt_{Ramp} – Altura da rampa em porcentagem da largura do dente.

15ax – Rotor original 1, estator 5 com R2 de 78.85mm e Alt_{Ramp} de 5%.

15ay – Rotor original 1, estator 5 com R2 de 78.85mm e Alt_{Ramp} de 7%.

15bx – Rotor original 1, estator 5 com R2 de 77.45mm e Alt_{Ramp} de 5%.

15by – Rotor original 1, estator 5 com R2 de 77.45mm e Alt_{Ramp} de 7%.

Estator 6 – Coroa uniforme com rampa externa na lateral o dente.

Alt_{Trap} – Altura do trapézio em porcentagem da largura do dente.

16ax – Rotor original 1, estator 6 com R2 de 78.85mm e Alt_{Trap} de 5%.

16ay – Rotor original 1, estator 6 com R2 de 78.85mm e Alt_{Trap} de 10%.

16bx – Rotor original 1, estator 6 com R2 de 77.45mm e Alt_{Trap} de 5%.

16bz – Rotor original 1, estator 6 com R2 de 77.45mm e Alt_{Trap} de 7%.

Estator 7 – Coroa uniforme com triângulo interno nas laterais do dente.

R_{Esf} – Raio da esfera interna na lateral do dente.

17ax – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 78.85mm e R_{Esf} de 2.00mm.

17ay – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 78.85mm e R_{Esf} de 4.00mm.

17bx – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 77.45mm e R_{Esf} de 2.00mm.

17by – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 77.45mm e R_{Esf} de 4.00mm.

17cx – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 76.05mm e R_{Esf} de 2.00mm.

17cy – Rotor original 1, estator 7 com R2 de 76.05mm e R_{Esf} de 4.00mm.

pt – Ponto.

vi – Vibração.

ru – Ruído.

12c1 – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 40.808mm.

12c2 – Rotor original 1, estator 2 com R_{arc} de 39.808mm.

13bx1 – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 77.45mm e R_{ArBas} de 1.50mm.

13bx2 – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 77.45mm e R_{ArBas} de 2.50mm.

13bw2 – Rotor original 1, estator 3 com R2 de 77.45mm e R_{ArBas} de 3.50mm.

Freq – Frequência.

681x – Ponto situado na lateral direita da carcaça do motor.

488y - Ponto situado acima da carcaça do motor.

315x - Ponto situado na lateral esquerda da carcaça do motor.

Dif.% - Diferença percentual do modelo em relação à referência.

M3 – Média geométrica dos valores da vibração ou do ruído nas frequências de 750, 1000 e 1250 Hz.

MG – Média geométrica dos valores da vibração ou do ruído em todas as frequências.

Dsh – Diâmetro do eixo do rotor.

D0 – Diâmetro externo da coroa do rotor.

D1 – Diâmetro externo do rotor.

D1g – Diâmetro interno do estator.

D2 – Diâmetro interno da coroa do estator.

D3 – Diâmetro externo da coroa do estator.

Ls – Largura do dente do estator.

Xc, Yc – Coordenadas do centro do raio do arco entre os dentes e também do arco na base do dente do estator.

R – Raio do arco na base do dente, estator 3.

CAPÍTULO 5:

Teta ON – Ângulo de acionamento da chave semicondutora.

Teta OFF – Ângulo de desligamento da chave semicondutora.

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

CAPÍTULO 1:

Fig. 1.1 – MRC86 com quatro fases e o circuito de chaveamento da fase 1.

Fig. 1.2 – Produção de Torque no MRC 86.

Fig. 1.3 – Fluxo versus Corrente para o MRC 86 em duas posições do rotor.

Fig. 1.4 – Curva da Indutância, corrente e do torque.

Fig.1.5 – Representação das variáveis geométricas que caracterizam a frequência natural.

Fig. 1.6 – Representação dos modos de vibração (m): (a) $m=0$; (b) $m=1$; (c) $m=2$; (d) $m=3$; (e) $m=4$.

CAPÍTULO 2:

Tabela 2.1– Tabela com os modelos de acoplamento magnetomecânicos.

Fig. 2.1 – Modelo de Acoplamento Fraco ou Unidirecional.

Fig. 2.2 – Modelo do MRC em estudo.

Fig. 2.3 – Modelo do MRC para o cálculo eletromagnético.

Fig. 2.4 – Parâmetros e formas geométricas em estudo.

Fig. 2.5 – Definição dos pulsos de corrente utilizados nas simulações. (a) Pulsos utilizados nas simulações. (b) Pulsos medidos nos ensaios.

Fig. 2.6 – Modelo do MRC para o cálculo mecânico.

Fig. 2.7 – Carta de Fluxo da metodologia de estudo.

Fig. 2.8 – Modelos de pólos do rotor. (1) até (12).

Fig. 2.9 – Modelos de pólos e coroa do estator. (1) até (7).

Fig. 2.10 – MRC no EFM.

Fig. 2.11 – Localização dos nós no modelo.

Tabela 2.2 – Exemplo da tabela gerada pelo Cálculo da Resposta Forçada.

Fig. 2.12 – Sistema de medição das vibrações.

Fig. 2.13 – Modelo do acelerômetro.

Fig. 2.14 – Pontos de medição das vibrações no MRC.

Fig. 2.15 – Sistema de medição do ruído.

Fig. 2.16 – Câmara acústica para o ensaio do ruído.

CAPÍTULO 3:

Fig. 3.1 – Distribuição das cargas equivalentes para um meio magnético homogêneo.

Fig. 3.2 – Elementos utilizados no cálculo das Forças individuais no modelo eletromagnético.

Fig. 3.3 – Ponto de aplicação das Forças Globais no modelo mecânico.

Tabela 3.1 – Conversão dB para dB (A).

CAPÍTULO 4:

Tabela 4.1 – Dados Geométricos do MRC original.

Fig. 4.1 – Parâmetros Geométricos do MRC.

Fig. 4.2 – Raio do arco entre dentes do modelo original.

Fig. 4.3 – Parâmetros para modificação na forma do dente do rotor original.

Fig. 4.4 – Parâmetros que caracterizam a bobina.

Fig. 4.5 – Variação do Torque Médio para diferentes Formas de Rotores.

Fig. 4.6 – Variação da Força Tangencial Média para diferentes Formas de Rotores.

Fig. 4.7 – Variação da Força Radial Média para diferentes Formas de Rotores.

Tabela 4.2 – Frequências Naturais e Modos de Vibração calculados.

Fig. 4.8 – Representação gráfica dos Modos Naturais de Vibração do estator do MRC.

Fig. 4.9 – Pontos de estudo das vibrações.

Fig. 4.10 – Comportamento da Aceleração em três pontos da carcaça para diferentes formas do rotor.

Fig. 4.11 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para diferentes formas do rotor.

Fig. 4.12 – Variação do Torque Médio para diferentes Parâmetros do Rotor.

Fig. 4.13 – Variação da Força Tangencial Média para diferentes Parâmetros do Rotor.

Fig. 4.14 – Variação da Força Radial Média para diferentes Parâmetros do Rotor.

Fig. 4.15 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para diferentes parâmetros do rotor.

Fig. 4.16 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para diferentes parâmetros do rotor.

Fig. 4.17 – Comportamento do Torque Médio para diferentes variações no estator e com o rotor original.

Fig. 4.18 – Comportamento da Força Tangencial Média para diferentes variações no estator e com o rotor original.

Fig. 4.19 – Comportamento da Força Radial Média para diferentes variações no estator e com o rotor original.

Fig. 4.20 – Comparação da malha na lateral do dente do estator.

Tabela 4.3 – Freqüências naturais das variações do estator 1 e 2.

Tabela 4.4 – Freqüências naturais das variações do estator 3.

Tabela 4.5 – Freqüências naturais das variações do estator 4.

Tabela 4.6 – Freqüências naturais das variações do estator 5.

Tabela 4.7 – Freqüências naturais das variações do estator 6.

Tabela 4.8 – Freqüências naturais das variações do estator 7.

Fig. 4.21 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 1.

Fig. 4.22 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 1.

Fig. 4.23 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 2.

Fig. 4.24 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 2.

Fig. 4.25 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 3.

Fig. 4.26 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 3.

Fig. 4.27 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 4.

Fig. 4.28 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 4.

Fig. 4.29 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 5.

Fig. 4.30 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 5.

Fig. 4.31 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 6.

Fig. 4.32 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 6.

Fig. 4.33 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 7.

Fig. 4.34 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 7.

Fig. 4.35 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 3.

Fig. 4.36 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 3.

Fig. 4.37 – Variação do Torque Médio na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

Fig. 4.38 – Variação da Força Tangencial Média na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

Fig. 4.39 – Variação da Força Radial Média na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

Tabela 4.9 – Freqüências naturais das variações do estator 2 e 3.

Fig. 4.40 – Representação gráfica da Tabela 4.9.

Fig. 4.41 – Variação da Área dos diferentes estatores.

Fig. 4.42 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 4.

Fig. 4.43 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 4.

Tabela 4.10 – Comportamento das grandezas eletromagnéticas para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

Tabela 4.11 – Comportamento da vibração (aceleração em m/s^2) em três pontos da carcaça para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

Tabela 4.12 – Comportamento do ruído (pressão sonora em dB (A)) em dois pontos da carcaça para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

Fig. 4.44 – Resumo das etapas para obtenção dos modelos modificados.

Fig. 4.45 – Rotor original com os dados dos diâmetros e do detalhe do dente.

Fig. 4.46 – Modelo do estator original.

Fig. 4.47 – Modelo do estator modificado 12C1.

Fig. 4.48 – Modelo do estator modificado 13BX2.

CAPÍTULO 5:

Fig. 5.1 – Modelo do estator escolhido para ser fabricado, com suas dimensões.

Fig. 5.2 – Comportamento da corrente na fase 1 do motor 12O (original).

Fig. 5.3 – Comportamento da corrente na fase 1 do motor 12C1.

Tabela 5.1 – Comportamento dos ângulos de chaveamento da fase 1.

Fig. 5.4 – Pontos de medição da vibração.

Fig. 5.5 – Comportamento da vibração medida no ponto 1 da carcaça do motor 12O (original).

Fig. 5.6 – Comportamento da vibração medida no ponto 1 da carcaça do motor 12C1.

Fig. 5.7 – Comparação da vibração medida no ponto 1 da carcaça para os dois modelos.

Fig. 5.8 – Comportamento da vibração medida no ponto 2 da carcaça do motor 12O (original).

Fig. 5.9 – Comportamento da vibração medida no ponto 2 da carcaça do motor 12C1.

Fig. 5.10 – Comparação da vibração medida no ponto 2 da carcaça para os dois modelos.

Fig. 5.11 – Comportamento da vibração medida no ponto 3 da carcaça do motor 12O (original).

Fig. 5.12 – Comportamento da vibração medida no ponto 3 da carcaça do motor 12C1.

Fig. 5.13 – Comparação da vibração medida no ponto 3 da carcaça para os dois modelos.

Fig. 5.14 – Comparação da aceleração simulada entre o modelo original e o modificado.

Fig. 5.15 – Comparação da aceleração do modelo original obtida através da medição e da simulação.

Fig. 5.16 – Comportamento do ensaio de ruído do motor 12O (original).

Fig. 5.17 – Comportamento do ensaio de ruído do motor 12C1.

Fig. 5.18 – Comparação do ruído medido para os dois modelos.

Fig. 5.19 – Comparação do ruído simulado entre o modelo original e o modificado.

Fig. 5.20 – Comparação da pressão sonora do modelo original obtida através da medição e da simulação.

ANEXO 1:

Fig. A.1.1 – Acoplamento do MRC.

Fig. A.1.2 – Detalhes do Controlador Oulton.

Fig. A.1.3 – Visões Externas do Motor Oulton.

Fig. A.1.4 – Visão Interna do Motor Oulton.

ANEXO 2:

Fig. A.2.1 - Condições de passagem de um meio para outro.

ANEXO 3:

Fig. A.3.1 - Oscilador com simples grau de liberdade.

ANEXO 4:

Fig. A.4.1 – Radiador Sonoro Semi-esférico.

ANEXO 5:

Fig. A.5.1 – Desenho da chapa com as cotas.

Fig. A.5.2 – (a) Ferramenta para empilhamento das chapas. (b) Vista lateral.

Fig. A.5.3 – Alinhamento do estator com a carcaça.

Fig. A.5.4 – Ferramenta para fabricação das bobinas.

Fig. A.5.5 – Detalhe da isolação utilizada em um dos lados da bobina.

Fig. A.5.6 – Detalhe da correta posição das bobinas (visão frontal do motor).

Fig. A.5.7 – Detalhe da luva para conexão série de uma fase.

Fig. A.5.8 – Detalhe do compartimento de controle do motor.

Fig. A.5.9 – Detalhe do sensor térmico.

Fig. A.5.10 – Detalhe da posição dos sensores térmicos na traseira do motor.

ANEXO 6:

Tabela A.6.1 – Dados do arquivo de entrada do software MRC.

Tabela A.6.2 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC.

Tabela A.6.3 – Dados do arquivo de entrada do software MRC.

Tabela A.6.4 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC.

Tabela A.6.5 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para os estatores 1 e 2.

Tabela A.6.6 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 3.

Tabela A.6.7 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 4.

Tabela A.6.8 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para os estatores 5 e 6.

Tabela A.6.9 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 7.

Tabela A.6.10 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para as Etapas 4 e 5.

Tabela A.6.11 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 1 a 3.

Tabela A.6.12 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 1 a 3.

Tabela A.6.13 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 4 e 5.

INTRODUÇÃO GERAL

O crescente aumento de aplicações e as vantagens que o motor de relutância chaveado (MRC) apresenta quando comparado aos motores de indução e síncronos a ímãs permanentes [1], tais como, confiabilidade, tolerância a faltas, variações eficientes de velocidades, baixo custo e simplicidade de fabricação [2], são limitadas pela emissão de ruído acústico e vibração. Embora esta seja uma característica de todos os motores elétricos, tal emissão continua sendo o maior problema no MRC, como por exemplo, na aplicação doméstica, onde os limites aceitáveis de ruído são bastante restritos. No entanto, ao longo dos anos, o interesse sobre o motor de relutância chaveado cresceu. A motivação que nos levou a desenvolver esta tese está na possibilidade de aplicarmos uma metodologia para redução dos níveis de vibração e ruído a um motor real e assim, contribuir para sua difusão.

O objetivo a que nos propomos atingir neste trabalho é encontrar a melhor configuração tanto para os principais parâmetros geométricos que caracterizam o motor quanto para a forma dos dentes e da coroa do estator visando à redução nos níveis de vibração e de ruído gerados por um Motor de Relutância Chaveado, de maneira rápida e confiável. A validade da metodologia e dos resultados aqui obtidos será comprovada com a construção de um motor e a respectiva verificação experimental.

Tal estudo só é possível mediante a utilização de ferramentas informáticas; estas ferramentas são sistemas informáticos a serem utilizados em duas etapas. Na primeira etapa é feito o cálculo eletromagnético onde um software chamado MRC permite alterar vários parâmetros geométricos do motor (incluindo a forma dos dentes); é criado um arquivo de entrada, que é então transferido para um outro sistema, chamado EFM (Mesh Generator), onde o domínio é discretizado, gerando a malha. A seguir, várias grandezas eletromagnéticas são calculadas, dentre elas as forças magnéticas (principais fontes de vibração e ruído no motor em estudo). É utilizado o EFCRF (Static Case with Rotation). Na etapa seguinte é feito o cálculo mecânico e para isto é utilizado o sistema ANSYS, tanto para obter a Resposta Natural (frequências naturais e os respectivos modos de vibração), quanto para obter a Resposta Forçada (mediante a inserção de forças magnéticas decompostas pela Transformada de Fourier, aqui feito pelo programa NECT). É então utilizado um software chamado VR, para o cálculo analítico das vibrações e do ruído. Finalmente, é utilizado o software chamado ANALISE, para analisar em termos da

diferença percentual (em relação a uma referência), os resultados obtidos na primeira e na segunda etapa deste estudo. O método de elementos finitos em duas dimensões (2D) é utilizado em ambas as etapas.

O comportamento vibratório de uma máquina elétrica rotativa como o MRC está diretamente relacionado com a intensidade das forças magnéticas, portanto levando em conta os aspectos geométricos do motor.

No contexto da literatura especializada, sabe-se que o MRC foi patenteado em 1972 por *Bedford* [3], mas a sua devida importância em termos de pesquisa e desenvolvimento só foi reconhecida após a publicação correspondente em 1980 por *Lawrenson et al.* [4], que demonstraram que o MRC possuía todas as vantagens normalmente associadas aos motores de indução e trazia significativa economia no número de componentes eletrônicos (chaves semicondutoras). Contudo, durante a década de 80, um pequeno número de MRCs comerciais e um grande número de protótipos de laboratório deram uma primeira impressão de que o MRC era inerentemente ruidoso, apresentando assim uma grande desvantagem em aplicações comerciais. A fim de provar o contrário, muitos pesquisadores passaram a estudar questões relacionadas à vibração e à geração de ruído acústico. *Cameron et al.* [1] [5] publicaram as primeiras pesquisas sobre um estudo sistemático sobre ruído nos MRCs. Nestas pesquisas, foram examinadas as possíveis fontes de origem magnética e mecânica de ruído. A pesquisa concluiu que as vibrações radiais do estator induzidas pelas forças magnéticas radiais eram as fontes dominantes de ruído acústico no motor. Eles concluíram também que o ruído aumentava quando as forças magnéticas excitavam as ressonâncias mecânicas do MRC. *Sadowski et al.* [6] apresentaram e compararam diferentes métodos para o cálculo das forças magnéticas globais. *Wu et al.* [7] identificaram fontes eletrônicas de ruído. Eles também analisaram a relação entre o ruído acústico, vibração e a corrente nos enrolamentos do estator e propuseram um processo de comutação em dois estágios para reduzir o ruído. *Colby et al.* [8] desenvolveram uma fórmula aproximada para prever a frequência do modo de vibração dominante como uma função das dimensões da laminação e das propriedades do material.

Em nosso grupo de pesquisas, GRUCAD, os trabalhos sobre os MRCs iniciaram-se com *Neves* [9] em 1995. A partir de então vários artigos, [10] a [18], foram escritos tratando dos aspectos de modelagem, vibração e ruídos característicos no MRC. Os resultados de todos estes trabalhos culminaram em 1999 com uma tese [19].

Com relação à pesquisa sobre a otimização geométrica do MRC, *Bastos* [20], [21] fez um estudo sobre a otimização dos dentes de uma máquina de relutância variável polidiscoidal a fim de melhorar as grandezas eletromagnéticas, como o torque. *Multon et al.* [22] propuseram otimizar os arcos polares devido a problemas de chaveamento em altas velocidades. *Faiz et al.* [23] estudaram as dimensões adequadas para o entreferro, a razão entre a largura do dente pela distância entre dois dentes e a largura da carcaça do estator a fim de maximizar o torque e o torque por perda ôhmica e assim melhorar a performance do MRC. *Radun* [2] apresentou um modelo analítico do MRC que permitia ao projetista ver o efeito da geometria da máquina, curva densidade-corrente, e as propriedades do ferro sobre a performance da máquina. *Liu et al.* [24] propuseram otimizar a largura dos pólos de uma máquina de relutância chaveada linear a fim de melhorar simultaneamente as forças de levitação e de propulsão magnética para um veículo de levitação magnética (MAGLEV). *Pelikant et al.* [25] mostraram que quando a largura do pólo era aumentada, as correntes tornavam-se mais suaves e conseqüentemente a velocidade crescia mais rapidamente e sua pulsação tornava-se muito menor. O “ripple” do torque do motor também diminuía, de modo que o motor operava com um baixo nível de ruído e vibração. *Odhachi* [26] estudou um método para otimizar as formas dos dentes do rotor e do estator a fim de minimizar o “ripple” do torque através da variação na largura destes dentes. *Neagoe et al.* [27] estudaram os efeitos provocados pela variação do arco polar do estator e do rotor e também o afilamento destes sobre as características do torque eletromagnético. *Besbes et al.* [28] mostraram que mudanças na espessura da carcaça do estator tinham um efeito significativo sobre as características modais do mesmo, permitindo assim diminuir o ruído na máquina. *Rahman et al.* [29] estudaram o efeito de diferentes geometrias dos pólos do rotor e do estator através da variação da largura e da altura dos mesmos sobre o fator de potência, o torque estático, enlace de fluxo e a eficiência para veículos de propulsão elétrica. *Kosaka et al.* [30] propuseram uma nova aproximação para maximizar a razão torque/(corrente)² e minimizar o “ripple” do torque através de uma combinação ótima da forma de onda da corrente e na configuração do pólo.

Nos casos citados anteriormente, as pesquisas se restringiram a alterações na largura e/ou altura dos dentes e na variação da espessura do estator para verificar o comportamento eletromagnético e mecânico do motor. A contribuição deste trabalho está num estudo mais amplo, em que pretendemos explorar além das alterações mencionadas anteriormente, outros parâmetros geométricos que caracterizam o motor e também a forma

dos dentes, a fim de diminuir os níveis de vibração e ruído, sem alterar significativamente as características elétricas do motor original. Este estudo só será possível graças à flexibilidade do programa de desenho, que nos permitirá alterar vários parâmetros isoladamente ou em conjunto. Ao final da pesquisa pretendemos encontrar um motor modificado que apresente um bom compromisso entre o torque e o comportamento vibracional e acústico. Outro aspecto importante é que serão impostas restrições do tipo: a carcaça e o controlador serão os mesmos para o futuro modelo modificado. Portanto, pretendemos obter um novo estator cujas características de funcionamento sejam as mesmas do motor original. Para que isto ocorra, não vamos alterar o arco polar do estator, o número de espiras nem o entreferro.

No primeiro capítulo são abordados os aspectos de construção, os princípios básicos de operação, as fontes de ruído e vibração no MRC.

No segundo capítulo são apresentados os modelos de acoplamento magnetomecânicos, as hipóteses adotadas, o método para obtenção das grandezas eletromagnéticas e mecânicas e os procedimentos experimentais para suas posteriores validações.

No terceiro capítulo são apresentadas as equações de cada um dos itens do Método de Acoplamento Unidirecional. Começamos pela apresentação das Equações de Maxwell na Magnetodinâmica, a seguir os Métodos de Cálculo da Distribuição das Forças Magnéticas e posteriormente as Equações da Mecânica.

No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos seguindo a metodologia descrita no Capítulo 2 para o cálculo das grandezas eletromagnéticas e mecânicas, e os resultados experimentais. Este capítulo está dividido em várias etapas com o objetivo de encontrar um ou mais modelos com poucas variações do ponto de vista eletromagnético e com consideráveis alterações do ponto de vista mecânico.

No quinto capítulo um dos modelos obtidos no Capítulo 4 é construído. São realizados ensaios experimentais de vibração e ruído e os resultados são comparados com os do modelo original a fim de validar a metodologia.

CAPÍTULO 1

MOTOR DE RELUTÂNCIA CHAVEADO

1.1. – Introdução

O motor de relutância chaveado (MRC) aparenta ou parece ser um dos modelos mais simples dentre todas as máquinas elétricas. Mas esta aparência é apenas ilusória. A princípio, é de fundamental importância entender que este motor não pode ser tratado isoladamente, ou seja, o sistema que aciona o motor também deve ser levado em conta. Isto se deve ao fato de que o MRC possui uma funcionalidade muito limitada sem o controle externo das correntes nos enrolamentos [31].

O MRC pode ser aplicado em diversas áreas, como as indústrias aeroespaciais, automotivas e de eletrodomésticos, devido às seguintes vantagens: combinação eficiente do motor com o sistema de controle, confiabilidade, tolerância a falhas, alta velocidade, elevado torque de partida, robustez, simplicidade e baixo custo. Em contrapartida, apresenta a desvantagem de produzir um ruído audível muito alto, proporcional à velocidade [2] e também fortes vibrações radiais do estator [5]. É devido a estes motivos que procuramos nesta tese modificar o motor através de alterações em sua geometria.

Nas seções seguintes são abordados os aspectos de construção, os princípios básicos de operação, as fontes de ruído e vibração no MRC.

1.2. – Apresentação do Motor

O MRC é um motor que possui pólos salientes no estator e no rotor (dupla saliência), ambos laminados. Nesta tese, o motor em estudo possui oito pólos no estator e seis no rotor com alimentação em quatro fases. Os pólos do estator diametralmente opostos possuem bobinas conectadas em série que criam uma forma de campo bipolar. No rotor não existem enrolamentos. As correntes no circuito do estator são ligadas ou desligadas de acordo com a posição do rotor através de um sensor. A figura 1.1 mostra o motor e o detalhe do circuito conversor em ponte de uma das fases (fase 1). Esta é excitada pela fonte

CC através de duas chaves (Q1 e Q2), com dois diodos (D1 e D2) para permitir que a energia armazenada no campo magnético retorne para a fonte [31]. As demais fases (2, 3 e 4) possuem o mesmo circuito apresentado para fase 1.

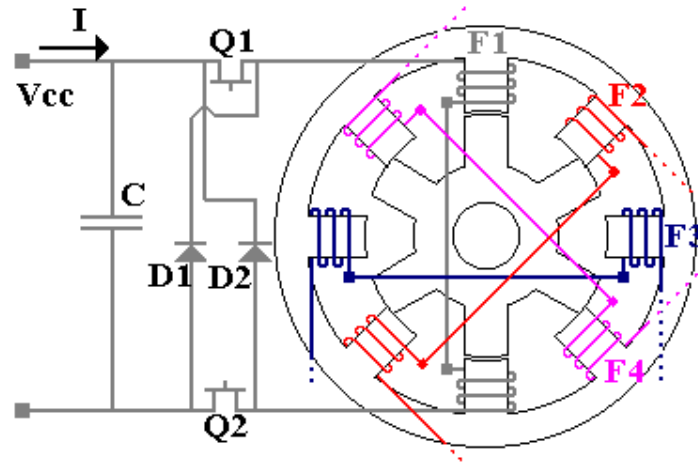


Fig. 1.1 – MRC86 com quatro fases e o circuito de chaveamento da fase 1.

1.3. – Princípio de Operação

O princípio de operação é o de atração magnética. A energização das bobinas de um par de pólos do estator diametralmente opostos atrai um par de pólos do rotor, alinhando-os. Ou seja, o torque é produzido pela tendência do circuito magnético em adotar uma configuração de mínima relutância. Na figura 1.2 pode-se observar a produção do torque através do chaveamento seqüencial das fases 1, 2, 3 e 4. São necessários seis ciclos iguais para que o rotor possa dar uma volta completa.

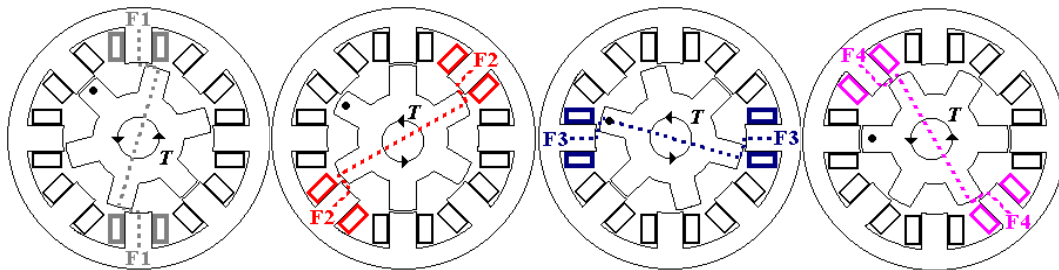


Fig. 1.2 – Produção de Torque no MRC 86.

Em geral, devido à não-linearidade magnética, o torque pode ser calculado em termos da coenergia W' [4]:

$$T(\theta, i) = \frac{\partial W'(\theta, i)}{\partial \theta} \quad (1.1)$$

Onde: θ é o ângulo descrito pela posição do rotor e i é a corrente na bobina.

A coenergia pode ser descrita por:

$$W' = \int_0^{i_l} \phi di \quad (1.2)$$

Na figura 1.3 são apresentadas as variações do Fluxo (ϕ) versus Corrente (i), evidenciando os efeitos da saturação (acima de 2A) quando os pólos estão alinhados. A coenergia (W') é representada pela área entre a curva vermelha e o eixo das ordenadas para uma corrente i_l fixa. Estas curvas são obtidas através de simulação utilizando o EFCAD [32].

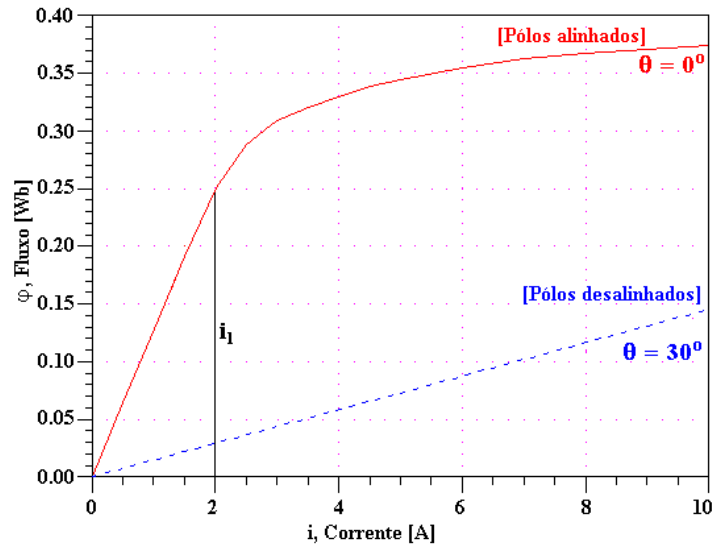


Fig. 1.3 – Fluxo versus Corrente para o MRC 86 em duas posições do rotor.

Na figura 1.4, tem-se o torque produzido (traço fino, cor rosa) pela aplicação de um pulso de corrente (traço espesso, cor vermelha) durante o período correspondente a um sexto de volta (60°). Sua direção depende da região de aplicação da corrente, isto é, se aplicado na região em que a indutância é crescente (entre 40° e 60°), o torque é positivo (a máquina opera como motor). Quando aplicado na região da indutância decrescente (0 a 20°) o torque é negativo (a máquina opera como gerador).

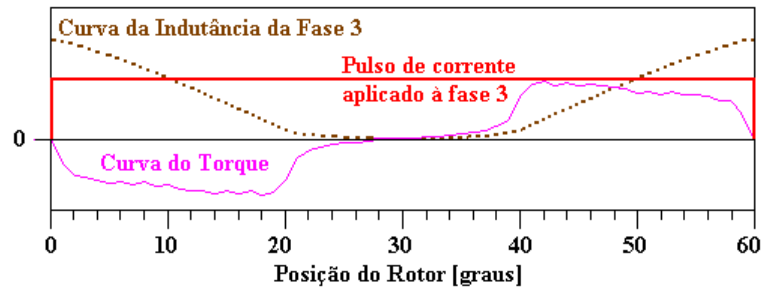


Fig. 1.4 – Curva da Indutância, corrente e do torque.

1.4. – Fontes de Ruído no MRC

Segundo *Pillay et al.* [33] o MRC apresenta duas grandes desvantagens em relação a outros motores: o “ripple” do torque e o ruído acústico. A origem do ruído pode ser classificada em dois tipos: mecânica e magnética. Algumas destas fontes atuam umas sobre as outras aumentando a emissão do ruído e da vibração. O controlador e as estratégias de controle podem afetar ambos, o ruído mecânico e magnético. Abaixo são listadas algumas fontes de ruído acústico que atuam no motor:

- A fonte dominante de ruído é atribuída às vibrações radiais do estator induzidas pelas forças magnéticas radiais. A ressonância ocorre se a frequência da fase ou os componentes harmônicos ímpares coincidirem com a frequência natural do estator. A frequência natural de ressonância pode ser obtida pela relação [34]:

$$f_{\text{Ress}} = \left(\frac{b_y}{r_y^2} \right) \sqrt{\frac{2(1.0445)^2}{4\pi^3} \cdot \frac{1}{12(1-\nu^2) \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2}{\pi} \right)} \cdot \frac{E}{\rho}} \quad (1.3)$$

$$r_y = \left(\frac{D_0 - b_y}{2} \right) \quad (1.4)$$

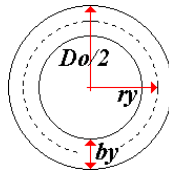


Fig.1.5 – Representação das variáveis geométricas que caracterizam a frequência natural.

onde: b_y - Coroa do Estator [m];

r_y - Raio geométrico médio da carcaça do estator [m];

D_0 - Diâmetro externo do estator [m];

E - Módulo de Young [N/m^2];

ν - Coeficiente de Poisson;

ρ - Densidade de massa do material [kg/m^3].

- A existência do “ripple” do torque contribui para a geração do ruído acústico;
- Vibrações nos mancais devido à sua construção e erros de instalação (origem puramente mecânica);
- O MRC possui uma estrutura de dupla saliência. Os pólos do rotor agem como lâminas que provocam turbulência no fluxo do ar;

- Características não-uniformes dos materiais produzem mecanicamente um desbalanceamento dinâmico do rotor e uma distribuição não-uniforme do fluxo magnético. Isto influencia as forças magnéticas e mecânicas do rotor, resultando em ruído acústico;
- A assimetria na fabricação do rotor e do estator provoca uma não-uniformidade do entreferro: o resultado é a geração de forças assimétricas no rotor.

Krishnan et al. [34] apresentam algumas soluções possíveis para diminuir o efeito do ruído no MRC:

- O aumento na coroa do estator implica no aumento das suas n frequências naturais e na sua resistência mecânica, o que reduz as vibrações. A densidade de fluxo e as perdas no núcleo do estator são reduzidas, logo também ocorre uma diminuição do ruído. Contudo, o aumento da coroa do estator implica numa diminuição da área do enrolamento, o que provoca um aumento na densidade de corrente e em consequência aumento nas perdas do ferro. Ao escolher esta opção devemos pesquisar a melhor relação entre uma máquina de baixo ruído e grande densidade de potência.
- Utilizar a análise por elementos finitos nos casos em que são necessários encaixes ou cavidades, pode indicar se há aumento na densidade de fluxo magnético, o que implicaria num aumento do ruído magnético;
- O balanceamento rotineiro do rotor ajuda a eliminar o ruído acústico;
- Um entreferro ligeiramente grande é preferido tanto do ponto de vista do ruído quanto para o fabricante, em contrapartida, há uma diminuição no torque;
- Ajuste da corrente de tal forma que a atração magnética entre o estator e o rotor não contenha harmônicos que possam excitar a ressonância no estator. Contudo, isto pode diminuir a eficiência eletromagnética. Ao escolher esta opção devemos pesquisar a melhor relação entre o ruído e a eficiência do motor;
- A suavização do torque que resulta na geração de um torque uniforme no entreferro e permite uma significativa redução do ruído;
- Novas formas de dentes e alterações geométricas permitem melhorar as características eletromagnéticas e diminuir os níveis de ruído no motor.

1.5. – Fontes de Vibração no MRC

Segundo *Cameron, et al* [5] uma das principais fontes de vibração de origem magnética e de ruído em motores elétricos como o MRC é a deformação radial do estator provocada pela força magnética de atração radial do rotor (esta força radial é produzida pelo campo magnético do entreferro).

Estas forças atuam como pulsações semelhantes a uma série de ondas de força senoidais ou harmônicas espaciais (modos de vibração). Sob o efeito destas forças radiais, o núcleo do estator e a carcaça vibram, assemelhando-se a um sino cilíndrico após ser golpeado (figura 1.6).

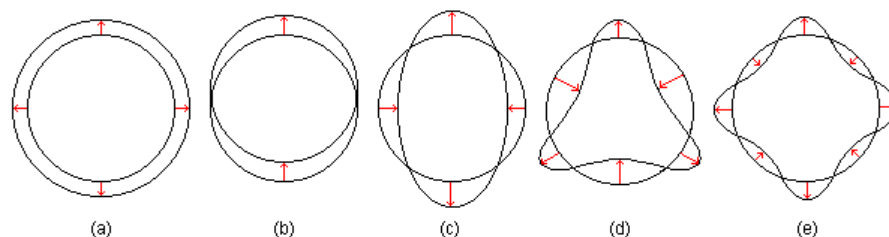


Fig.1.6 – Representação dos modos de vibração (m): (a) $m=0$; (b) $m=1$; (c) $m=2$; (d) $m=3$; (e) $m=4$.

Segundo *Rochebrune* [35], a palavra “modo” está relacionada com o movimento da forma de um corpo, isto é, linear ou translacional (movimento de um corpo no espaço em redor do centro do seu sistema), angular ou torcional, flexural, transversal ou lateral.

A seguir são apresentadas algumas fontes de vibração pesquisadas por *Pillay et al.* [33] e *Krishnan et al.* [34]:

- Os enrolamentos do estator, quando não são bem instalados ou bem fabricados, podem se mover quando o motor está funcionando;
- As correntes circulando nos enrolamentos do estator atuam com os campos magnéticos locais produzindo forças sobre os enrolamentos, podendo assim excitar vibrações;
- As laminações do estator e do rotor estão sujeitas à ação das forças magnetostritivas. Estas forças podem provocar vibrações com o problema sendo agravado se o estator não estiver bem firme;

- A existência de uma forte atração magnética radial entre os pólos do rotor e do estator produz vibrações no estator;
- Para uma dada posição do rotor, uma variação abrupta da corrente causa grandes vibrações;
- As vibrações são maiores nas regiões próximas da posição relativamente alinhada do que para a posição desalinhada;
- Aplicações de correntes elevadas em regime permanente geram grandes vibrações;
- As vibrações são elevadas durante o desligamento de uma chave (interruptor) devido à forte variação na corrente e também por estar próximo da posição de alinhamento, onde a vibração é máxima;
- Para reduzir as vibrações, devem-se desligar as chaves antes do alinhamento total;
- Ocorrem grandes vibrações quando a velocidade for tal que a harmônica ímpar da frequência da corrente da fase excitada coincidir com a frequência de ressonância do estator; ocorrem pequenas vibrações quando as harmônicas pares coincidem com a frequência de ressonância do estator.

1.6. – Conclusão

Neste primeiro capítulo apresentamos aspectos relacionados ao MRC, exemplificado pelo Motor de Relutância Chaveado 8/6, como uma idéia da sua concepção e os princípios básicos de seu funcionamento. Apresentamos também algumas possíveis fontes de ruído e vibração.

CAPÍTULO 2

DEFINIÇÃO E HIPÓTESES, METODOLOGIA DE ESTUDO E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

2.1. – Introdução

Neste capítulo são apresentados os modelos de acoplamento magnetomecânicos, as hipóteses adotadas, o método para obtenção das grandezas eletromagnéticas e mecânicas e os procedimentos experimentais para suas posteriores validações.

2.2. – Modelos de Acoplamento Magnetomecânicos

Como trabalhamos com fenômenos magnéticos e mecânicos, torna-se necessária a utilização de um modelo de acoplamento.

Segundo *Besbes* [36], os modelos de acoplamento podem ser divididos em três tipos. Na Tabela 2.1, é apresentado um resumo com os três modelos, os métodos de resolução e exemplos de aplicação.

Tabela 2.1 – Tabela com os modelos de acoplamento magnetomecânicos.

Modelo de Acoplamento	Método de Resolução	Exemplos de Aplicação
Fraco ou Unidirecional	Diferenciada	Vibrações de origem magnética
Bidirecional	Sucessiva	Deslocamentos Sólidos (deformação da armadura móvel de um eletroímã)
Forte	Simultâneo	Grandes deformações de materiais magnetostritivos

No acoplamento fraco as propriedades magnéticas e mecânicas são resolvidas separadamente e apenas uma vez; no acoplamento bidirecional, as mesmas propriedades também são resolvidas separadamente, porém é utilizado um processo iterativo que leva em conta a variação do campo magnético em função do deslocamento mecânico e vice-versa; e no acoplamento forte o campo magnético e o deslocamento são obtidos simultaneamente. Todos estes modelos podem ser aplicados em nosso estudo.

Os fenômenos de acoplamento magneto-mecânicos se manifestam pela:

- Ação das forças magnéticas sobre a estrutura do material em questão (deformações elásticas ou plásticas);
- Influência das deformações mecânicas sobre as características magnéticas;
- Variação do Módulo de Young (ou módulo de Elasticidade $[E]$) em função do campo magnético aplicado.

Nesta tese o modelo utilizado é o modelo Unidirecional, pois as propriedades magnéticas e mecânicas são fracamente acopladas, isto é, as deformações são muito fracas a tal ponto que a distribuição do campo magnético não é afetada. Isto permite que a distribuição do campo magnético, das forças magnéticas e das deformações (deslocamentos) sejam calculadas separadamente e apenas uma vez (figura 2.1). Este modelo se adapta bem ao estudo de vibrações de origem magnética dentro de estruturas ferromagnéticas.

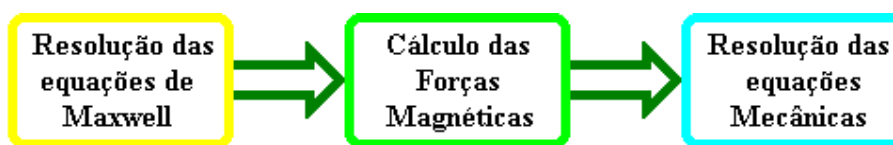


Fig. 2.1 – Modelo de Acoplamento Fraco ou Unidirecional.

Os modelos bidirecional e forte não são utilizados devido às suas aplicações não serem adequadas ao problema em estudo.

2.3. – Hipóteses Adotadas

Neste trabalho são adotadas as seguintes hipóteses para o estudo da influência das diferentes configurações dos parâmetros geométricos das formas dos dentes do rotor e do estator sobre os comportamentos eletromagnéticos, vibracionais e acústicos do MRC:

- a) Devido a uma influência praticamente desprezível, as Forças de Laplace e as Forças Magnetostritivas são desprezadas [19];
- b) Supomos que os meios ferromagnéticos não possuem perdas (por correntes de Foucault e por histerese) [19];
- c) As chapas ferromagnéticas são consideradas fracamente magnetostritivas. Isto nos permite que seja adotado o acoplamento unidirecional [19].

Etapa do Desenho:

- d) Para todas as simulações utilizamos o modelo do MRC apresentado na figura 2.2 (quatro fases, oito pólos no estator e seis no rotor).

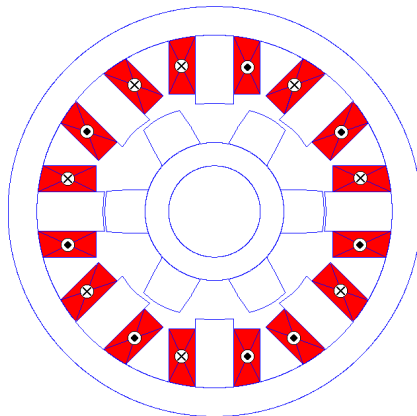


Fig. 2.2 – Modelo do MRC em estudo.

- e) Para o cálculo eletromagnético, no caso do MRC existe uma situação de antiperiodicidade, como indica a figura 2.2, portanto o domínio de estudo é 180 graus da máquina (figura 2.3) [9].

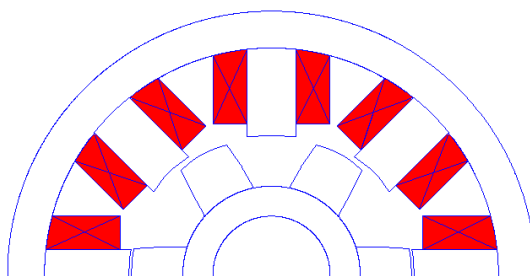


Fig. 2.3 – Modelo do MRC para o cálculo eletromagnético.

- f) Não são feitas variações nos seguintes parâmetros: raio externo do rotor (R_1), entreferro (gap), arco polar do estator (β_s) e raio da coroa externa do estator (R_3), pois estes fatores podem alterar significativamente as características eletromagnéticas do motor original, principalmente as forças magnéticas e o torque.
- g) A partir do modelo com os dados geométricos originais (Modelo original), são feitas variações nos seguintes parâmetros e formas geométricas (figura 2.4): raio do eixo do rotor (R_{sh}), raio da coroa do rotor (R_0), arco polar do rotor (β_r), forma do pólo do rotor, forma do pólo do estator, raio da coroa interna do estator (R_2) e raio do arco entre os dentes do estator (R_{arc}).

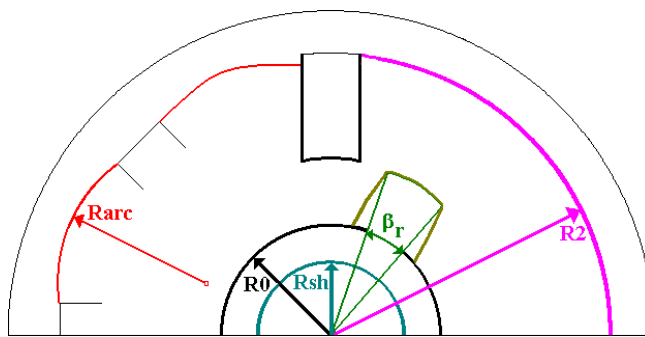
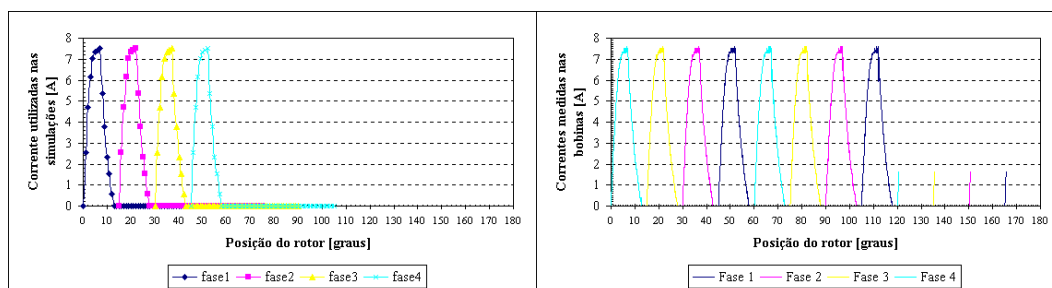


Fig. 2.4 – Parâmetros e formas geométricas em estudo.

- h) Para cada novo modelo, com alterações no estator, a bobina é redesenhada para manter a mesma área do modelo original. Isto garante a mesma densidade de corrente para todos os casos uma vez que a força magnetomotriz não é alterada.
- i) Para o cálculo dos modelos eletromecânicos, utilizamos o Método de Elementos Finitos (MEF) em duas dimensões.

Etapa do Cálculo Eletromagnético:

- j) Devido ao efeito da saturação, utilizamos o cálculo não-linear.
- k) Utilizamos o Método do Tensor de Maxwell para o cálculo do torque.
- l) Utilizamos o Método de Correntes e Cargas Equivalentes para o cálculo das Forças Magnéticas. Os cálculos das forças magnéticas levam em conta o movimento do rotor através da técnica de Banda de Movimento [37].
- m) O número de espiras para todos os casos é o mesmo (68 espiras).
- n) Em todos os casos são aplicados os pulsos de correntes da figura 2.5 “a”. Estes foram obtidos a partir dos pulsos medidos experimentalmente (figura 2.5 “b”). A sequência dos pulsos utilizados nas simulações foi invertida em função da numeração das bobinas do modelo eletromagnético estarem invertidas em relação ao do motor real.



(a) Pulsos utilizados nas simulações.

(b) Pulsos medidos nos ensaios.

Fig. 2.5 – Definição dos pulsos de corrente utilizados nas simulações.

Etapa do Cálculo Mecânico:

- o) Consideramos que as vibrações no rotor são desprezíveis. Isto permite que sejam feitas medições apenas no estator [19] [36].
- p) Para o cálculo mecânico utilizamos o desenho completo do estator e da carcaça, (figura 2.6), sem o rotor (ver item “o”).

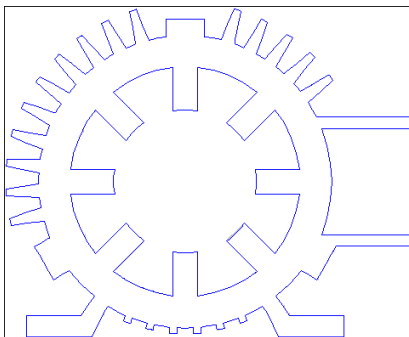


Fig. 2.6 – Modelo do MRC para o cálculo mecânico.

- q) O Método de Extração Modal (frequências naturais e as respectivas formas modais) adotado é o de *Block Lanczos* [38].
- r) São consideradas apenas as vibrações forçadas em regime permanente.
- s) As forças magnéticas atuam como uma série de harmônicas espaciais.
- t) O Método de Superposição Modal é utilizado no cálculo da resposta harmônica.
- u) As vibrações são calculadas a partir dos deslocamentos nodais nas extremidades da carcaça (três pontos).
- v) Para o cálculo da pressão sonora (ruído) utilizamos o Método da Esfera Pulsante para pontos situados a um metro do motor. E a escala utilizada é a decibel ponderado na escala "A", dB(A) [50].

Etapa Final:

- w) O critério de análise consiste inicialmente, em obtermos a média aritmética dos níveis de ruído e vibração nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz e também a média em todas as frequências. E então comparamos com os valores obtidos no modelo com os dados originais (através da diferença percentual) . Com relação às grandezas eletromagnéticas (força radial, tangencial, torque, etc), a comparação é feita em termos dos valores médios, porém estipulamos uma variação de $\pm 10\%$.

2.4. – Metodologia de Estudo

Com base nas hipóteses da seção anterior, a análise das grandezas eletromagnéticas e mecânicas no MRC segue a metodologia utilizada por *Neves* [19], porém com acréscimos de novos softwares a fim de possibilitar a análise de várias configurações do MRC (figura 2.7).

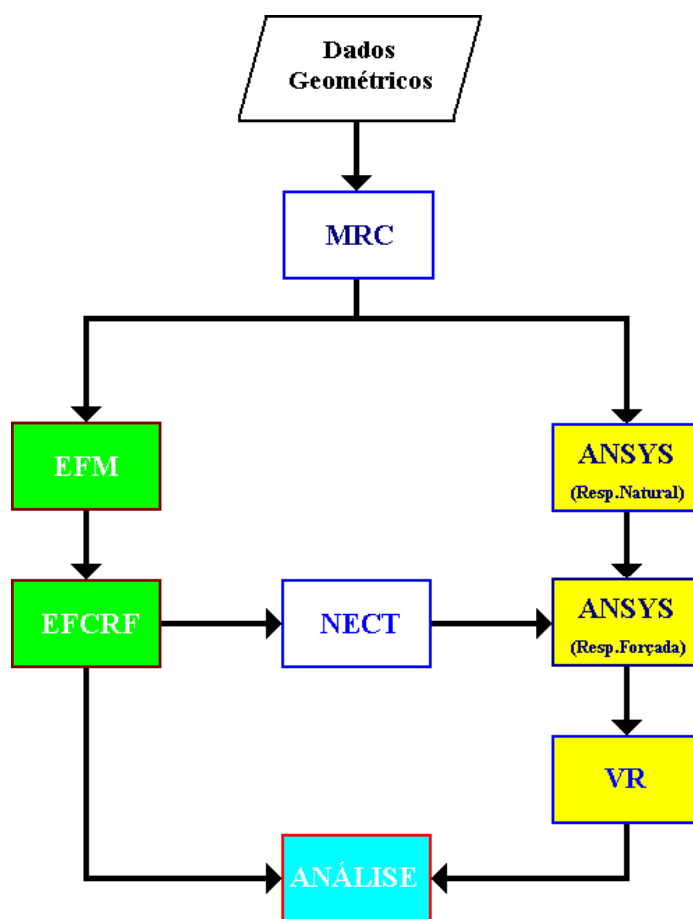


Fig. 2.7 – Carta de Fluxo da metodologia de estudo.

Descrição dos blocos da figura 2.7:

- **Dados Geométricos:** é o arquivo de entrada. Contém os seguintes valores: escala utilizada, raio do eixo do rotor (R_{sh}), raio da coroa do rotor (R_0), raio da extremidade dos dentes do rotor (R_1), raio da coroa interna do estator (R_2), raio externo da coroa do estator (R_3), entreferro (gap), arco polar do rotor (β_r), arco polar do estator (β_s), número de divisões na face do pólo do rotor ($ndivR$), número de divisões na face do pólo do estator ($ndivS$) e número de divisões entre os pólos do rotor e do estator ($ndivX$).

• **MRC [39]:** é software de desenho do motor; permite que se desenhe a estrutura para o cálculo eletromagnético (figura 2.3) e a estrutura para o cálculo mecânico (figura 2.6). São oferecidas as seguintes configurações do MRC:

- **MRC 2/2 (uma fase, dois pólos no estator, dois pólos no rotor);**
- **MRC 6/4 (três fases, seis pólos no estator, quatro pólos no rotor);**
- **MRC 8/6 (quatro fases, oito pólos no estator, seis pólos no rotor).**

O MRC 8/6 (modelo tema desta tese) possui doze desenhos diferentes de pólos do rotor (figura 2.8) e cinco desenhos diferentes da coroa e dos pólos do estator (figura 2.9).

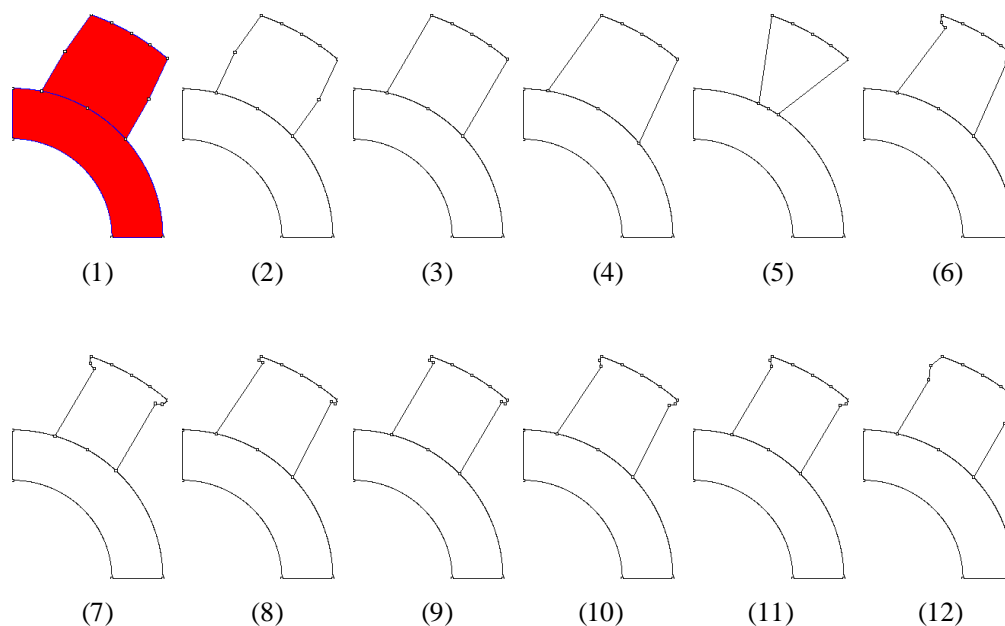


Fig. 2.8 – Modelos de pólos do rotor.

O modelo (1) da figura 2.8 é a forma original do pólo do rotor. Todos os doze modelos possuem a mesma face (o mesmo comprimento do arco) e formas laterais diferentes. Sendo que algumas destas formas foram obtidas em [40] e outras criadas arbitrariamente. Com relação ao rotor, o programa permite várias alterações na forma de cada um dos pólos e também alterações nos raios R_{sh} , R_0 , R_1 , no entreferro e no arco polar do rotor.

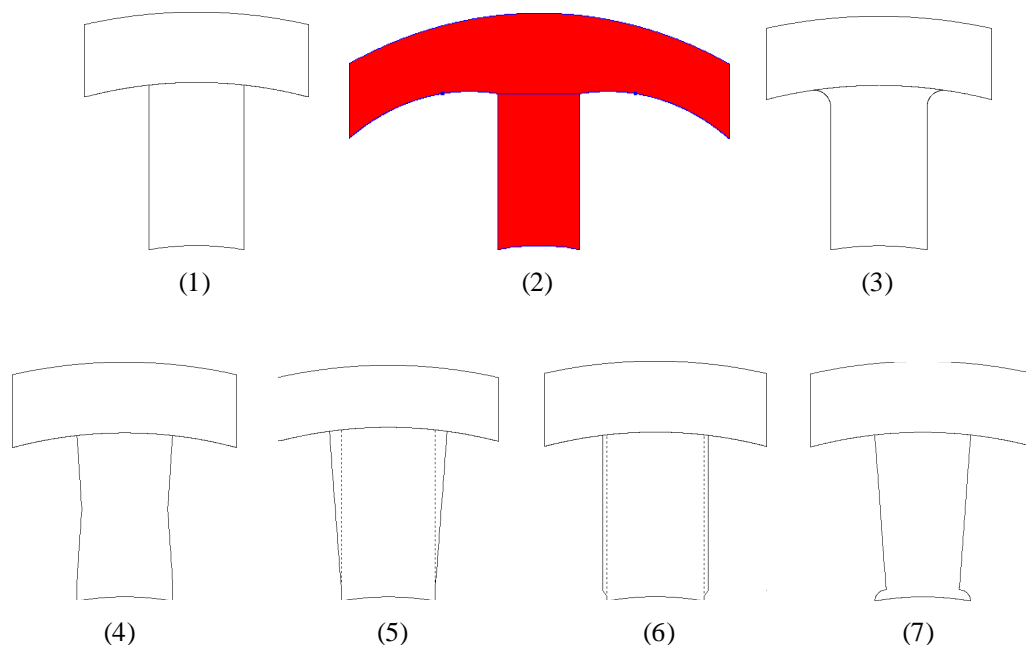


Fig. 2.9 – Modelos de pólos e coroa do estator.

O modelo (2) da figura 2.9 é a forma original do pólo e da coroa do estator. As formas (1), (3) até (6) possuem coroa do estator uniforme. As formas (3) até (7) possuem alterações na forma do dente do estator. Com relação ao estator, o programa permite várias alterações na forma de cada um dos pólos, tais como: mudanças no raio R2 para as formas (1), (3) até (7), no raio do arco entre dente da forma (2), no raio situado na base da forma (3), na altura do triângulo da forma (4), inclinação da aresta lateral da forma (5), na altura do trapézio da forma (6), no raio do arco da forma (7), no raio R3, no arco polar do estator e no arco entre a extremidade das bobinas. Algumas formas dos dentes do estator foram obtidas em [28] e outras criadas arbitrariamente.

O programa fornece informações sobre a largura do dente e sobre a espessura da coroa em três posições (extremidade do dente, no centro e entre dois dentes). A área da bobina pode ser ajustada para cada novo modelo conforme item 2.3. h), sendo que o programa fornece as seguintes informações: comprimento, altura, distância entre a extremidade do dente e o início da bobina e a área.

Para o cálculo mecânico, tem-se a opção de desenhar apenas a coroa do estator ou o desenho completo (coroa do estator mais carcaça), conforme a figura 2.6. Para o desenho completo é possível a alteração de vários parâmetros que caracterizam a carcaça, como por exemplo, a largura das aletas, do compartimento de controle, dos pés, da espessura da carcaça, etc.

- **EFM** [41]: é o primeiro software da etapa do cálculo eletromagnético (pertence ao pacote EFCAD [32]). Neste são acrescentadas as características do material (por exemplo, ferro saturado no pólos do rotor e do estator), bem como é caracterizada a Banda de Movimento, o sentido das fontes de corrente, as condições de contorno de Dirichlet ($A=0$), condição de antiperiodicidade e geração da malha (discretização do domínio, para todos os casos utilizamos a malha 5). A figura 2.10 mostra o modelo original (MRC 8/6) no EFM.

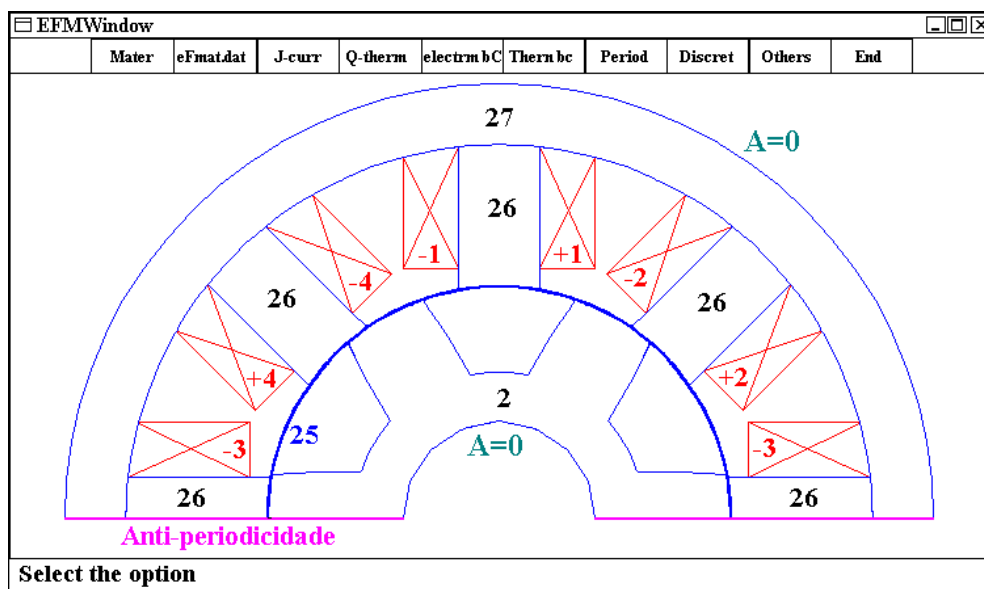


Fig. 2.10 – MRC no EFM.

- **EFCRF** [42]: é o segundo software da etapa do cálculo eletromagnético. Este é responsável pelo cálculo propriamente dito. Inicialmente, escolhe-se a opção de cálculo não-linear (o número de iterações, por exemplo, 20) ou linear, o número de posições para o cálculo (180 graus), o valor do incremento angular (1 grau), intervalo para gravação dos dados (por exemplo, 30 graus), número de dentes que fazem parte do domínio de estudo (para o MRC 8/6 é quatro), nome das grandezas eletromagnéticas que são geradas: fluxo, indutância, densidade de corrente, força radial e tangencial (para estes há a opção de gerar o arquivo de forças globais ou em três regiões diferentes do pólo) e torque. O método de cálculo escolhido para o torque é o Tensor de Maxwell e para as forças é o de Cargas e Correntes Superficiais. Segue-se com a escolha do número de condutores de cada fonte (68 espiras), a entrada manual ou através de arquivo com os dados da alimentação por corrente e a profundidade do pacote (0.151 metros). Ao final de cada simulação são gerados quatro tipos de arquivos:

- ◆ Com as curvas das grandezas (*.des) que são visualizadas através do software DSN;
- ◆ Com as linhas de campo (*.elf) que são visualizadas através do software EFGN;
- ◆ Com os valores máximos, mínimos, médios e eficazes de cada curva obtida (*.rms), e com as componentes harmônicas das forças magnéticas (*.lie) para posterior aplicação no cálculo mecânico.

Aqui termina a etapa do cálculo eletromagnético. A seguir são descritos os blocos do cálculo mecânico.

- **ANSYS [43]:** é o primeiro software da etapa de cálculo mecânico. Da mesma forma que no cálculo eletromagnético, iniciamos com o desenho gerado pelo software **MRC**. A seguir, na etapa de pré-processamento, é informado o tipo de elemento (sólido, triângulo de 6 nós), o comportamento (deformação plana), as propriedades do material (isotrópico, módulo de Young de $0.17225 \times 10^{12} \text{ N/m}^2$, densidade de massa de 7640.0 kg/m^3 , coeficiente de *Poisson* de 0.042), a forma do elemento (triangular), o comprimento da aresta do elemento (0.006 m). É então gerada uma malha através do MEF que é diferente daquela gerada no cálculo eletromagnético. É necessário anotar o número dos nós localizados na região central dos dentes (para posterior aplicação das forças globais) e dos nós localizados em três pontos externos da carcaça (para o posterior cálculo das vibrações), figura 2.11. A próxima etapa (etapa de solução) consiste no cálculo da Resposta Natural para obtenção das frequências naturais e dos respectivos modos de vibração. A análise modal é feita através do Método de Extração por *Block Lanczos* (estimamos a extração de 20 modos e um intervalo de frequências entre 200 e 5000Hz). Na etapa de pós-processamento geral é possível visualizar as frequências naturais e seus respectivos modos.

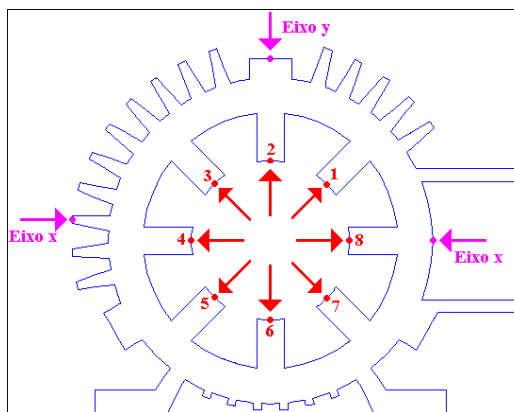


Fig. 2.11 – Localização dos nós no modelo.

- **NECT** [44]: é o segundo software da etapa de cálculo mecânico. É responsável pela decomposição harmônica das forças obtidas na etapa eletromagnética através da análise de Fourier, para o posterior Cálculo da Resposta Forçada no ANSYS. Este permite que se escolha o número de arquivos de harmônicas de saída (por exemplo, 10 arquivos), título (opcional), nome do arquivo utilizado no ANSYS (*.db), o valor da frequência fundamental (para o MRC 8/6 a uma velocidade de 2500 rpm é de 250 Hz, $f_{ph} = \text{Número de pólos do rotor} \cdot \text{velocidade} / 60$), variação da frequência (por exemplo, 5 Hz) e a razão de amortecimento (0.00382). O próximo passo consiste em inserir o arquivo gerado no software **ANSYS** (etapa de pós-processamento variável no tempo ou frequência). A análise harmônica é feita através do Método de Superposição Modal. Em seguida, informamos o número do nó na extremidade da carcaça e o eixo em que se encontra (eixo x ou y na figura 2.11). Então, é gerada uma tabela com o número do nó, o eixo e para cada frequência as respectivas componentes reais e imaginárias do deslocamento nodal. A Tabela 2.2 apresenta um exemplo.

Tabela 2.2 – Exemplo da tabela gerada pelo Cálculo da Resposta Forçada

FREQ	683 UX		683 UY	
	Real	Imaginário	Real	Imaginário
250	.665206E-08	.130966E-07	.400622E-09	.572547E-09

- **VR** [45]: é o terceiro software da etapa do cálculo mecânico. Utiliza os dados da Tabela 2.2 para calcular as vibrações (na forma de acelerações) e os níveis de ruído (na forma de pressão sonora). É necessário informar o diâmetro do estator (0.1801 m) e a distância a partir da fonte para o cálculo do ruído (o padrão é 1m). Então, são gerados dois arquivos: um com os dados eficazes da aceleração em função da frequência para cada ponto externo da carcaça e outro com os níveis de pressão sonora em função da frequência.
- **ANÁLISE** [46]: este software faz a análise dos resultados obtidos nas etapas do cálculo eletromagnético e mecânico. Esta análise consiste na diferença percentual dos valores obtidos para cada nova configuração do motor em relação a uma referência (modelo original, sem modificações). Para o caso eletromagnético, além dos valores médios das curvas, também é calculada a diferença da área do rotor e do estator a cada novo caso. Para o caso mecânico, é calculada a diferença percentual das frequências naturais quando há alterações no estator, das vibrações e dos níveis de ruído para todas as frequências e pontos da carcaça. Os resultados são apresentados na forma de tabelas e de gráficos através do Microsoft Excel®.

2.5. – Procedimentos Experimentais

A seguir são apresentados os métodos experimentais necessários para posterior validação dos resultados numéricos.

2.5.1. – Instrumentos utilizados para Medição das Vibrações

Segundo *Gerges* [47], os elementos básicos para medição das vibrações são:

- Fonte de excitação ou *Excitador*, para o controle da força aplicada sobre a estrutura.
- *Transdutor*, para converter o movimento mecânico em um sinal elétrico.
- *Amplificador*, para combinar as características do transdutor o sistema digital de aquisição de dados (*Gravador*) e o sistema de análise (*Analísador*), que por sua vez é responsável pelo processamento de sinais e análise modal.

Na figura 2.12 são apresentados os elementos básicos para medição das vibrações.

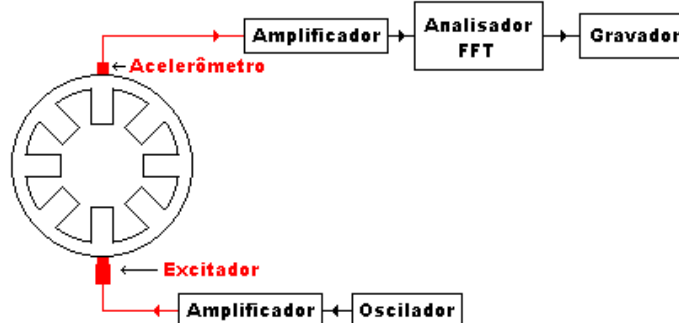


Fig. 2.12 – Sistema de medição das vibrações.

O *excitador* é utilizado para obter as frequências naturais do motor sob análise.

Os excitadores mais utilizados são:

- *Shaker* (eletromagnético ou eletro-hidráulico);
- *Martelo de Impulso*.

O excitador eletromagnético apresenta bons sinais de entrada, facilitando assim as medições. A fim de evitar que o *Shaker* influencie nas medições, é necessário isolá-lo do motor através de um *Stinger*. O stinger minimiza o efeito da massa do *Shaker*.

O *Martelo de Impulso* melhora o problema de adição de massa e a resposta é mais rápida que a do *Shaker*.

O *Transdutor* utilizado é de natureza piezoelétrica, também conhecido por *acelerômetro*, sendo constituído de uma pastilha de cerâmica artificialmente polarizada que, quando submetida à pressão/tensão mecânica ou cisalhamento, gera uma carga elétrica nas faces proporcional à força aplicada (figura 2.13).

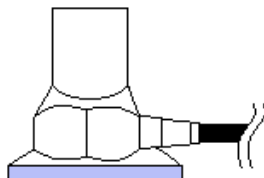


Fig. 2.13 – Modelo do acelerômetro.

Como existe uma diferença de impedância entre o transdutor e os equipamentos de análise dos sinais, é necessário o uso de amplificadores de carga ou de tensão para que seja feito um acoplamento entre eles. Isto possibilitará que o sinal possa ser analisado corretamente nas etapas seguintes. Também é importante que estes sinais sejam calibrados em amplitude e fase ao longo da faixa de frequência em estudo.

Uma vez que o sinal tenha sido ajustado, ele será armazenado e processado por um analisador de sinais, conhecido por *Analizador Digital de Fourier* (Fast Fourier Transform). Este sinal representa a aceleração.

Em termos práticos, as medições das acelerações são feitas em diferentes pontos da carcaça do motor [48] (figura 2.14). A posição correta do ponto 4 é no lado contrário ao indicado na figura. Para análise, são obtidos os espectros das acelerações para cada velocidade e é feita uma comparação com o espectro das forças magnéticas.

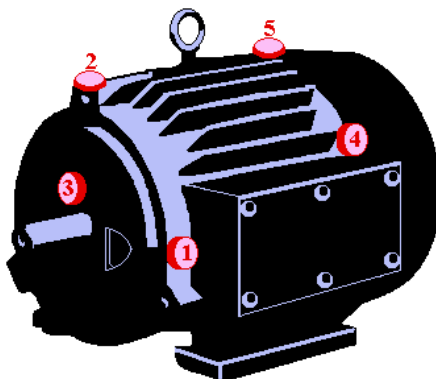


Fig. 2.14 – Pontos de medição das vibrações no MRC.

2.5.2. – Instrumentos utilizados para Medição do Ruído

Segundo [47], para análise de ruídos o *Transdutor* utilizado é um *microfone* de alta qualidade. Os demais equipamentos são semelhantes aos mencionados anteriormente (figura 2.15).

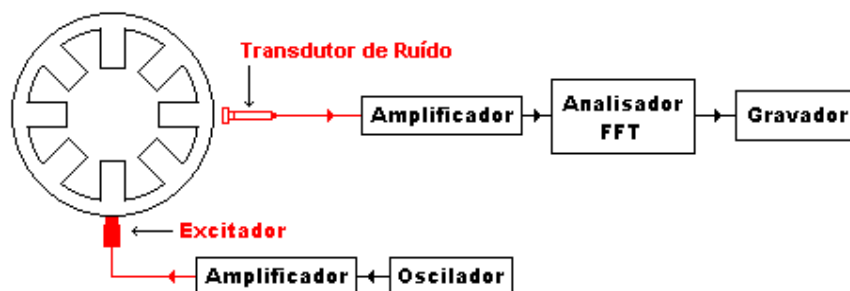


Fig. 2.15 – Sistema de medição do ruído.

Em termos práticos, as medições seguem as normas ISO [49] e NBR 7566 [50]. A figura 2.16 apresenta os detalhes do ensaio de ruído na câmara acústica. Pela norma brasileira, **D** (distância entre o motor e o microfone) varia de 0.25 a 1m.

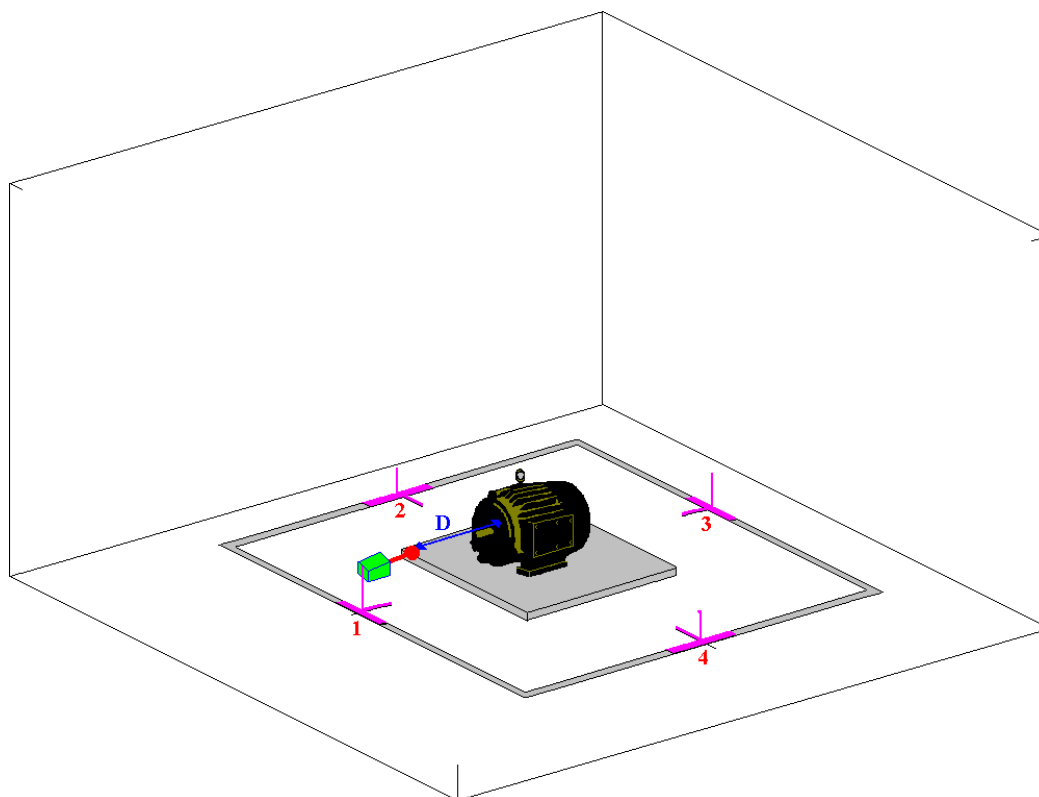


Fig. 2.16 – Câmara acústica para o ensaio do ruído.

2.6. – Conclusão

Neste segundo capítulo apresentamos o modelo de acoplamento unidirecional, bem como as hipóteses adotadas nas etapas de cálculo eletromagnético e mecânico e os métodos para obtenção das vibrações e do ruído gerado pelas diferentes configurações dos dentes. Apresentamos também os procedimentos experimentais para validação dos resultados numéricos.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DOS PROBLEMAS ACOPLADOS MAGNETO- ELÁSTICOS

3.1. – Introdução

Neste capítulo são apresentadas as equações de cada um dos itens do Método de Acoplamento Unidirecional. Começamos pela apresentação das equações de Maxwell na magnetodinâmica, a seguir os métodos de cálculo da Distribuição de forças magnéticas e posteriormente as equações da Mecânica.

3.2. – Modelagem do Problema Magnético

3.2.1. – Equações de Maxwell na Magnetodinâmica

Sabe-se que um campo eletromagnético é caracterizado por quatro grandezas vetoriais: o Campo Elétrico \mathbf{E} , a Indução Magnética \mathbf{B} e o Campo Magnético \mathbf{H} . As equações de Maxwell em regime quase-estático são [51]:

$$\text{rot}\mathbf{E} = -\frac{\partial\mathbf{B}}{\partial t} \quad (3.1)$$

$$\text{rot}\mathbf{H} = \mathbf{J} \quad (3.2)$$

$$\text{div}\mathbf{B} = 0 \quad (3.3)$$

onde:

\mathbf{J} - Densidade Superficial de Corrente [A/m^2];

t - Tempo [s].

Na equação (3.2), sob a forma local, existe um termo relacionado à variação temporal da indução elétrica ($\partial\mathbf{D}/\partial t$), este é desprezado pois trabalhamos em baixas frequências.

Além destas equações, existem relações adicionais conhecidas como relações constitutivas, dependentes dos meios onde existe o campo. Neste trabalho os meios são considerados isotrópicos:

$$\mathbf{D} = \epsilon \mathbf{E} \quad (3.4)$$

$$\mathbf{B} = \mu \mathbf{H} + \mathbf{B}_R \quad (3.5)$$

$$\mathbf{J} = \sigma \mathbf{E} \quad (3.6)$$

onde:

ϵ - Permissividade Elétrica do meio [F/m];

μ - Permeabilidade Magnética do meio [H/m];

σ - Condutividade Elétrica do meio $[(\Omega\text{m})^{-1}]$;

\mathbf{B}_R - Indução Magnética Remanente [T].

A Indução Magnética Remanente é acrescentada para o caso do domínio de estudo com ímãs permanentes.

3.2.2. – Formulação utilizando o Potencial Vetor Magnético

Quando desejamos calcular o campo em domínios onde existem correntes, utilizamos a formulação do potencial vetor magnético \mathbf{A} , que está relacionado com a indução \mathbf{B} através da relação [51]:

$$\mathbf{B} = \text{rot } \mathbf{A} \quad (3.7)$$

Na equação (3.2), a densidade de corrente (\mathbf{J}) pode conter um ou dois termos:

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}_S + \mathbf{J}_e \quad (3.8)$$

onde:

\mathbf{J}_S - Densidade de Corrente imposta pela Fonte;

\mathbf{J}_e - Densidade de Corrente Induzida pelo Campo Elétrico:

$$\mathbf{J}_e = \sigma \mathbf{E} \quad (3.9)$$

Inicialmente isolamos \mathbf{H} da equação (3.5) e obtemos:

$$\mathbf{H} = (\mathbf{B} - \mathbf{B}_R) / \mu \quad (3.10)$$

Substituímos (3.7) em (3.1) e obtemos:

$$\begin{aligned} \text{rot} \mathbf{E} &= -\frac{\partial}{\partial t} \text{rot} \mathbf{A} \\ \mathbf{E} &= -\frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} + \nabla \phi \end{aligned} \quad (3.11)$$

Onde ϕ é o potencial escalar elétrico. Porém, consideramos que \mathbf{E} é criado somente pela variação temporal de \mathbf{A} .

Com a substituição de (3.11) em (3.9), obtemos o termo relacionado a \mathbf{J}_e :

$$\mathbf{J}_e = -\sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} \quad (3.12)$$

Logo, (3.8) torna-se:

$$\mathbf{J} = \mathbf{J}_s - \sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} \quad (3.13)$$

Com a substituição de (3.10) e (3.13) em (3.2), obtemos:

$$\begin{aligned} \text{rot} \left(\frac{1}{\mu} (\mathbf{B} - \mathbf{B}_R) \right) &= \mathbf{J}_s - \sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} \\ \text{rot} \frac{1}{\mu} \mathbf{B} - \text{rot} \frac{1}{\mu} \mathbf{B}_R &= \mathbf{J}_s - \sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} \end{aligned} \quad (3.14)$$

e:

$$\boxed{\text{rot} \frac{1}{\mu} \mathbf{B} = \mathbf{J}_s - \sigma \frac{\partial \mathbf{A}}{\partial t} + \text{rot} \frac{1}{\mu} \mathbf{B}_R} \quad (3.15)$$

Esta equação descreve o comportamento do potencial Vetor Magnético em um domínio Ω , onde se têm materiais isotrópicos magnéticos e condutivos, ímãs permanentes e fontes.

3.2.3. – Métodos de Cálculo das Forças Eletromagnéticas

Neste trabalho, o programa de cálculo eletromagnético (**EFCRF**) permite a escolha de três métodos para o cálculo das forças magnéticas. Estes métodos são baseados no trabalho de *Sadowski et al.* [6], que descrevem métodos de cálculo das forças exercidas sobre um dispositivo eletromagnético com base na introdução de fontes equivalentes ou na derivação da energia magnética.

O primeiro, com base nas fontes equivalentes, consiste na substituição do *meio magnético* sobre o qual é efetuado o cálculo das forças por um *meio não-magnético*, no interior do qual encontra-se uma distribuição volumétrica de fontes de campo e na superfície existe uma distribuição superficial de fontes de campo. A seguir são apresentadas duas formulações referentes ao primeiro caso:

- **Método das Cargas Magnéticas Equivalentes:**

Nesta formulação, o meio magnético de permeabilidade μ é substituído por um meio não magnético cuja distribuição volumétrica de cargas magnéticas de densidade ρ_v é igual a:

$$\rho_v = -\mu_0 \text{div} \mathbf{M}_1 \quad (3.16)$$

e cuja distribuição superficial das cargas magnéticas de densidade ρ_s réplica da superfície S limitante do meio é igual a:

$$\rho_s = \mu_0 \mathbf{n} \cdot \mathbf{M}_1 \quad (3.17)$$

\mathbf{M}_1 é o vetor intensidade de imantação induzida do meio 1:

$$\mathbf{M}_1 = M_{1t} \mathbf{i} + M_{1n} \mathbf{j} \quad (3.18)$$

onde:

$$M_{1n} = H_{2n} - H_{1n} \quad (3.19)$$

$$M_{1t} = \frac{1}{\mu_0} (B_{1t} - B_{2t}) \quad (3.20)$$

Esta formulação produz uma distribuição volumétrica de forças de densidade \mathbf{f}_v e uma distribuição superficial de forças \mathbf{f}_s :

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_v &= \rho_v \mathbf{H}_1 \\ \mathbf{f}_s &= \rho_s \mathbf{H}_s \end{aligned} \quad (3.21)$$

\mathbf{H}_S é o campo magnético sobre a superfície S do meio dado por:

$$\mathbf{H}_S = \frac{1}{2}(\mathbf{H}_2 + \mathbf{H}_1) \quad (3.22)$$

A figura 3.1 ilustra a distribuição das cargas equivalentes para um meio magnético homogêneo.

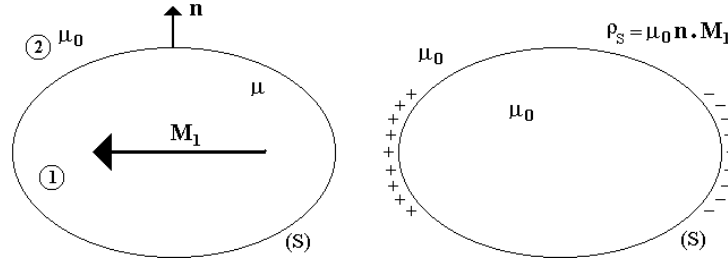


Fig. 3.1 – Distribuição das cargas equivalentes para um meio magnético homogêneo.

Para obter a força, é suficiente levar em conta a densidade superficial da força criada pela distribuição superficial de cargas. Ou seja, substitui-se (3.19), (3.18), (3.17) e (3.22) em (3.21) e chega-se a seguinte expressão para \mathbf{f}_S :

$$\mathbf{f}_S = \frac{1}{2} \mu_0 (\mathbf{H}_{2n} - \mathbf{H}_{1n}) (\mathbf{H}_2 + \mathbf{H}_1) \quad (3.23)$$

Cujas componentes são (ver Anexo 2):

$$\Rightarrow \text{Força Radial:} \quad \frac{1}{2} \mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r^2} \right) H_{2n}^2 \quad (3.24)$$

$$\Rightarrow \text{Força Tangencial:} \quad \mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) H_{2n} H_{2t} \quad (3.25)$$

- **Método das Correntes e Cargas Equivalentes:**

Esta formulação é uma combinação entre a distribuição das cargas magnéticas e distribuição das correntes, cuja formulação se encontra em [6]. Ou seja, é a combinação de uma distribuição de cargas superficiais de densidade ρ_S igual a:

$$\rho_S = \mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2 \quad (3.26)$$

e uma distribuição de correntes superficiais de densidade \mathbf{J}_s igual a:

$$\mathbf{J}_s = \frac{1}{\mu_0} \mathbf{n} \wedge \mathbf{B}_2 \quad (3.27)$$

A densidade superficial da força aplicada sobre a superfície do meio é dada pelo Tensor de Maxwell:

$$\mathbf{f}_s = \frac{1}{\mu_0} \left((\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2) \mathbf{B}_2 - \frac{1}{2} B_2^2 \mathbf{n} \right) \quad (3.28)$$

Que possui as seguintes componentes (ver Anexo 2):

$$\Rightarrow \text{Força Radial:} \quad \frac{1}{2} \mu_0 (H_{2n}^2 - H_{2t}^2) \quad (3.29)$$

$$\Rightarrow \text{Força Tangencial:} \quad \mu_0 H_{2n} H_{2t} \quad (3.30)$$

Um terceiro método é apresentado para o cálculo das forças globais abaixo.

- **Método da Derivada da Energia:**

A força global sobre um meio magnético não deformável pode ser calculada através da expressão:

$$\mathbf{F}_x = - \frac{\delta W}{\delta x} \quad (3.31)$$

que exprime a força na direção x como uma relação entre a variação da energia e o deslocamento. Se o meio é isotrópico e não possui corrente, a variação da energia, para um deslocamento a fluxo constante, pode ser expressa em função da variação da permeabilidade $\delta\mu$ de acordo com a relação [6]:

$$\delta W = \int_V \frac{1}{2} \delta\mu \mathbf{H}^2 dV \quad (3.32)$$

onde V é o volume do meio sobre o qual a força é calculada.

A densidade superficial da força aplicada sobre a superfície do meio é dada pela seguinte expressão:

$$\mathbf{f}_s = \left[(\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2) \mathbf{H}_2 - \frac{1}{2} (\mathbf{B}_2 \mathbf{H}_2) \mathbf{n} \right] - \left[(\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_1) \mathbf{H}_1 - \frac{1}{2} (\mathbf{B}_1 \mathbf{H}_1) \mathbf{n} \right], \quad (3.33)$$

que decomposta dá (ver Anexo 2):

$$\Rightarrow \text{Força Radial:} \quad \frac{1}{2} \mu_0 \left[\left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) H_{2n}^2 + (\mu_r - 1) H_{2t}^2 \right] \quad (3.34)$$

$$\Rightarrow \text{Força Tangencial:} \quad 0 \quad (3.35)$$

No software **EFCRF**, as formulações referentes à Força Radial e Tangencial são aplicadas a cada elemento no ar tendo um lado adjacente ao ferro (nas laterais e na face do pólo do estator), figura 3.2. Então, para cada posição do rotor, é feito um somatório das forças individuais e o resultado é uma força radial e uma força tangencial global que posteriormente, na etapa de cálculo da resposta forçada, são transferidas para um ponto central localizado na face do pólo do estator, como mostra a figura 3.3.

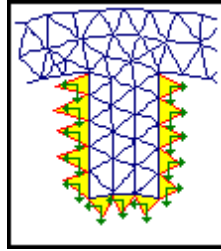


Fig. 3.2 – Elementos utilizados no cálculo das Forças individuais no modelo eletromagnético.

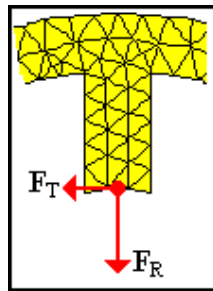


Fig. 3.3 – Ponto de aplicação das Forças Globais no modelo mecânico.

Segundo *Sadowski et al.* [6], todos os três métodos dependem da qualidade da malha. Por isto, é necessário que se tenha um número elevado de elementos em volta do pólo para diminuir o erro relativo à discretização. Como mencionado no Capítulo 2, seção 2.3. (Hipóteses Adotadas), o método que é utilizado em todas as simulações é o Método de Cargas e Correntes Equivalentes. Pois este método é o que mais se aproxima do método do Tensor de Maxwell.

3.3. – Modelagem do Problema Mecânico

O cálculo mecânico é dividido em duas partes. Na primeira parte, chamada de cálculo da resposta natural ou análise modal, são determinadas as frequências naturais e as respectivas formas dos modos. E na segunda parte, chamada de cálculo da resposta forçada, as forças magnéticas obtidas na subseção 3.2.3. são acopladas ao modelo mecânico. Isto permite o posterior cálculo numérico das acelerações (vibrações) e da pressão sonora (ruído) na estrutura mecânica.

3.3.1. – Cálculo da Resposta Natural

A procura das frequências naturais de ressonância e da formas dos modos próprios de vibração constitui uma fase muito importante dentro do estudo de vibrações e ruídos num dado sistema. De fato, a maior parte do ruído gerado pelos sistemas eletromagnéticos resulta da excitação de um ou mais modos próprios de vibração [36].

Para o cálculo da resposta natural ou análise modal, consideramos que não há forças atuando sobre o sistema ($[\mathbf{F}]=[\mathbf{0}]$). Assim, a equação do movimento para um sistema não-amortecido é expresso pela seguinte notação matricial [19]:

$$[\mathbf{M}][\ddot{\mathbf{u}}] + [\mathbf{K}][\mathbf{u}] = 0 \quad (3.36)$$

onde:

$[\mathbf{M}]$ - Matriz de Massa da estrutura;

$[\mathbf{K}]$ - Matriz de Rigidez da estrutura;

$[\ddot{\mathbf{u}}]$ - Vetor aceleração nodal;

$[\mathbf{u}]$ - Vetor deslocamento nodal.

Uma solução é expressar o deslocamento em função de ondas harmônicas sob a forma complexa:

$$[\mathbf{u}] = \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3.37)$$

onde:

$\{\phi\}_i$ - Autovetor que representa a forma do modo da i -ésima frequência natural;

ω_i - i -ésima frequência natural a ser determinada [radianos por unidade de tempo].

Aplica-se a primeira derivada à equação (3.37) para obter o vetor velocidade:

$$[\dot{\mathbf{u}}] = -\omega_i \{\phi\}_i \sin(\omega_i t) \quad (3.38)$$

e a segunda derivada para obter o vetor aceleração:

$$[\ddot{\mathbf{u}}] = -\omega_i^2 \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3.39)$$

Substituindo-se (3.37) e (3.39) em (3.36) obtém-se a equação que rege o comportamento vibracional da estrutura mecânica:

$$([\mathbf{K}] - \omega_i^2 [\mathbf{M}])\{\phi\}_i = 0 \quad (3.40)$$

Esta igualdade é satisfeita se $\{\phi\}_i = \{0\}$ ou se o determinante de $([\mathbf{K}] - \omega_i^2 [\mathbf{M}])$ é nulo. A primeira opção é a trivial, mas não é interessante. Assim, a segunda apresenta a seguinte solução:

$$\det([\mathbf{K}] - \omega_i^2 [\mathbf{M}]) = 0 \quad (3.41)$$

A equação polinomial possui n autovalores (n é o número de graus de liberdade), isto é, raízes ω_i^2 ($i = 1, 2, \dots, n$), que correspondem a n frequências naturais:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}, \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.42)$$

Este é um problema de autovalor que pode ser resolvido para n valores de ω_i^2 e n autovetores $\{\phi\}_i$ que satisfazem a equação (3.40). No software ANSYS [43], o Método de *Block Lanczos* é o método de extração utilizado para obter os autovalores e autovetores.

3.3.2. – Cálculo da Resposta Forçada (Clássico)

Nesta etapa de cálculo é possível analisar o efeito das vibrações provocadas pelas forças magnéticas sobre a estrutura. Segundo *Besbes* [45], a escolha do método de resolução da equação de equilíbrio (3.43) depende da natureza da excitação e eventualmente do tipo de problema. Neste estudo analisamos o motor em regime permanente com excitações periódicas. Ou seja, o motor funciona normalmente.

$$[M][\ddot{\mathbf{u}}] + [K][\mathbf{u}] = [\mathbf{F}] \quad (3.43)$$

Uma vez que as forças são periódicas, utilizaremos o método baseado na Transformada de Fourier [19]:

$$\mathbf{F}(t) = \sum_{k=2}^{\infty} \mathbf{F}_k(t) = \sum_{k=2}^{\infty} \bar{\mathbf{F}}_k e^{j(k\omega t)} \quad (3.44)$$

onde:

$\bar{\mathbf{F}}_k$ - Vetor das Amplitudes Complexas das Forças Magnéticas aplicadas a cada nó no centro dos dentes do estator;

k - Ordem da harmônica.

Desprezando novamente o amortecimento, a equação (3.43) fica então:

$$[M][\ddot{\mathbf{u}}] + [K][\mathbf{u}] = \left[\sum_{k=2}^{\infty} \bar{\mathbf{F}}_k e^{j(k\omega t)} \right] \quad (3.45)$$

Como se pode observar, as soluções são dadas na forma complexa.

Após as devidas substituições chega-se à seguinte equação (ver Anexo 3):

$$\{[K] - \omega_k^2 [M]\} \{\phi\}_k = [\bar{\mathbf{F}}_k] \quad (3.46)$$

onde:

$\{\phi\}_k$ - Autovetor que representa a forma do modo da k -ésima frequência natural;

ω - Frequência angular das forças de excitação ($[\bar{\mathbf{F}}_k]$).

O software ANSYS [43] utiliza o Método de Superposição Modal para o cálculo da resposta dinâmica (ver Anexo 3).

O deslocamento total é obtido pela superposição das respostas relativas de cada harmônica, e a aceleração é obtida pela relação:

$$[\ddot{\mathbf{u}}]_k = -\omega_k^2 [\mathbf{u}]_k \quad (3.47)$$

3.3.3. – Cálculo Analítico da Vibração

Segundo *Engelmann* [52], qualquer onda de força de frequência f_r e número de modos r produz uma série de vibrações de ordem j e frequência f_r em máquinas elétricas rotativas. As magnitudes das componentes de vibração dependem das dimensões geométricas da máquina, da magnitude das forças de excitação, da diferença entre a frequência f_r da força de excitação e as frequências de ressonância f_{res} e das condições de amortecimento dentro da máquina.

Se a frequência f_r da força de excitação for aproximadamente igual a qualquer uma das frequências f_{res} da máquina, ocorre uma ressonância, cujo resultado são vibrações e deformações potencialmente perigosas e um substancial aumento do ruído. O valor eficaz da velocidade vibracional (\mathbf{v}_{f_r}) gerado por uma onda de forças é produzido por deslocamentos nodais resultantes de amplitude \mathbf{D}_R , frequência f_r e número de modos r :

$$\mathbf{v}_{f_r} = (\sqrt{2})\pi f_r \mathbf{D}_R \quad (3.48)$$

onde:

$$\mathbf{D}_R = \sqrt{\mathbf{D}_x^2 + \mathbf{D}_y^2} \quad (3.49)$$

As componentes dos deslocamentos \mathbf{D}_x e \mathbf{D}_y são obtidas após o Cálculo da Resposta Forçada descrito na subseção anterior (3.3.2.) e também no exemplo na Tabela 2.1.

Neste trabalho as vibrações são calculadas em termos da aceleração vibracional eficaz (\mathbf{a}_{f_r}):

$$\mathbf{a}_{f_r} = (\sqrt{2})(\pi f_r)^2 \mathbf{D}_R \quad (3.50)$$

Os efeitos físicos representados por esta equação são válidos para operação em regime transitório ou regime permanente, tanto para alimentação de linha como para alimentação por inversores.

3.3.4. – Cálculo Analítico do Ruído

A potência acústica emitida é um parâmetro prático de controle de ruído. Quando o ruído é radiado por um corpo vibrante, este corpo perde energia por este mecanismo.

O nível de radiação acústica pode ser medido pelas seguintes grandezas físicas [52]:

- **Nível de Potência Sonora:**

$$L_w = 10 \log(P/P_0) \quad [\text{dB}] \quad (3.51)$$

onde: P_0 - Potência acústica de referência ($P_0 = 10^{-12}$ [W]);

P - Potência sonora radiada por um objeto.

- **Nível de Pressão Sonora:**

$$L_p = 20 \log(p/p_0) \quad [\text{dB}] \quad (3.52)$$

onde: p_0 - Pressão acústica de referência ($p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ [N/m²] ou 20 [μPa]);

p - Valor efetivo da pressão sonora para um dado ponto do espaço.

- **Intensidade Sonora:**

$$L_I = 10 \log(I/I_0) \quad [\text{dB}] \quad (3.53)$$

onde: I_0 - Intensidade acústica de referência ($I_0 = 1 \cdot 10^{-12}$ [W/m²]);

I - Intensidade acústica num ponto do espaço.

Se o motor estiver envolvido por uma superfície fechada de forma qualquer, a potência sonora radiada pode ser calculada por:

$$P = \oint_S \mathbf{I} dS \quad (3.54)$$

A intensidade acústica também pode ser escrita como:

$$\mathbf{I} = p \mathbf{v} \quad (3.55)$$

onde: \mathbf{v} - Vetor velocidade de uma partícula.

A uma distância suficiente da máquina radiando som, a equação

$$\mathbf{v} = \frac{p}{\rho c} \quad (3.56)$$

relaciona a onda de pressão sonora e a velocidade da partícula, sendo ρ a densidade do ar e c a velocidade de propagação do som no ar.

Substituindo (3.56) em (3.55) e considerando que a máquina possui uma radiação uniforme em todas as direções, a equação (3.54) pode ser simplificada:

$$P = \frac{p^2}{\rho c} S \quad (3.57)$$

A equação (3.57) pode ser escrita para valores de referência (ver Anexo 4). Se isto for feito, obtém-se a seguinte relação entre os níveis de potência e de pressão sonora:

$$L_w = L_p + 10 \log_{10} \left(\frac{S}{S_0} \right) - 10 \log_{10} \left(\frac{\rho c}{\rho_0 c_0} \right) \quad (3.58)$$

onde: $S_0 = 1 \text{ [m}^2\text{]}$ e $c_0 = 344 \text{ [m/s]}$.

Para medição do ruído feito numa sala com controle de temperatura (por exemplo, câmara anecóica), o último termo desaparece ($\rho c = \rho_0 c_0$). Assumindo-se um radiador sonoro simetricamente semi-esférico ($S = 2\pi r^2$), a não existência de outra fonte sonora e nenhuma superfície refletora próxima, o nível de pressão sonora a uma distância d ($d = r$) da fonte pode ser representado por:

$$L_p = L_w - 20 \log_{10} \left(\frac{d}{d_0} \right) - 8 \text{ [dB]} \quad (3.59)$$

onde: $d_0 = 1 \text{ [m]}$.

Os valores obtidos na equação (3.59) em dB são convertidos em dB ponderado na escala "A" através da soma dos valores apresentados na Tabela 3.1 nas respectivas frequências, sendo esta uma escala normalizada e que procura simular a audibilidade humana, ou seja, como o ouvido humano se comporta em cada frequência audível [50].

Tabela 3.1 – Conversão dB para dB (A).

Frequência [Hz]	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
Escala dB(A)	-8.60	-3.20	-1.05	0.00	0.60	0.91	1.10	1.20	1.27	1.30

A potência sonora radiada por uma máquina elétrica num ambiente cuja vibração possui uma amplitude \mathbf{v}_{f_r} e frequência f_r pode ser calculada por:

$$\mathbf{P}_{f_r} = \rho c \sigma_{\text{Rad}} \mathbf{v}_{f_r}^2 S_{\text{Rad}} \quad (3.60)$$

onde:

ρ - Densidade do ar (a $20^\circ\text{C} = 1.21 \text{ [kg/m}^3\text{)]}$;

c - Velocidade do som no ar [m/s] ;

σ_{Rad} - Coeficiente de Radiação;

v_{f_r} - Valor Eficaz da velocidade de vibração mecânica medida na superfície da máquina [m/s];

S_{Rad} - Área da superfície da máquina contribuindo para radiação sonora [m²].

Como mencionado no item anterior, S_{Rad} corresponde à área de uma semi-esfera cujo diâmetro será igual ao diâmetro externo do estator.

O coeficiente de radiação será calculado para o caso de uma esfera vibrante [47]:

$$\sigma_{Rad} = \frac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2} \quad (3.61)$$

onde:

a - Raio da esfera;

k - Número de onda dado pela equação:

$$k = 2\pi \frac{f_r}{c} \quad (3.62)$$

O valor obtido na equação (3.60) é substituído na equação (3.51) e posteriormente na equação (3.59) para obter o valor da pressão acústica em decibéis. Este procedimento é realizado para todas as frequências de vibração (Neste trabalho são utilizadas 10 harmônicas, ou seja, 10 frequências f_r).

3.4. – Conclusão

Neste capítulo tratamos da modelagem dos fenômenos magnéticos e mecânicos dentro de sistemas eletromagnéticos, com o objetivo de elaborar os modelos de acoplamento magnetomecânicos.

Apresentamos três métodos para o cálculo das forças magnéticas, sendo que o método utilizado em todas as simulações é o das Cargas e Correntes equivalentes.

Com as equações mecânicas é possível obter as Frequências Naturais e a Forma dos Modos através do Cálculo da Resposta Natural (também chamada de Análise Modal) e posteriormente é feita a análise do efeito das Forças Magnéticas sobre a estrutura através do Cálculo da Resposta Forçada. Apresentamos o equacionamento para o cálculo numérico das acelerações (vibrações) e também dos níveis de pressão sonora (ruído) em várias frequências.

Tanto para o modelo eletromagnético quanto para o modelo mecânico é aplicado o Método de Elementos Finitos em Duas Dimensões.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

4.1. – Introdução

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos seguindo a metodologia descrita na seção 2.4 do Capítulo 2 para o cálculo das grandezas eletromagnéticas e mecânicas bem como os resultados experimentais.

Este capítulo está dividido em várias etapas com o objetivo de encontrar um ou mais modelos com poucas variações do ponto de vista eletromagnético e com consideráveis alterações do ponto de vista mecânico, resultando assim num modelo modificado em relação ao modelo original (referência).

4.2. – Considerações Iniciais

4.2.1 – Características Geométricas do MRC

O motor utilizado neste estudo é um MRC contendo oito pólos no estator e seis pólos no rotor. Este motor apresenta os dados geométricos indicados na Tabela 4.1. Estes dados fazem parte do arquivo de entrada para o programa de desenho (**MRC**). A partir destes é possível fazer alterações, resultando assim em novos modelos.

Tabela 4.1 – Dados Geométricos do MRC original.

Rsh	R0	R1	R2	R3	Gap	β_r	β_s
20.00	30.25	47.85	77.45	90.05	0.4	21.317	20.29

Onde:

Rsh - Raio do eixo do rotor [mm];

R0 - Raio da coroa do rotor [mm];

R1 - Raio externo do rotor [mm];

R2 - Raio interno da coroa do estator [mm], para os casos com coroa uniforme;

$R3$ - Raio externo da coroa do estator [mm];

Gap - Entreferro [mm];

β_r - Ângulo polar do rotor [em graus] e

β_s - Ângulo polar do estator [em graus].

Na figura 4.1 podem ser identificados os parâmetros indicados na Tabela 4.1.

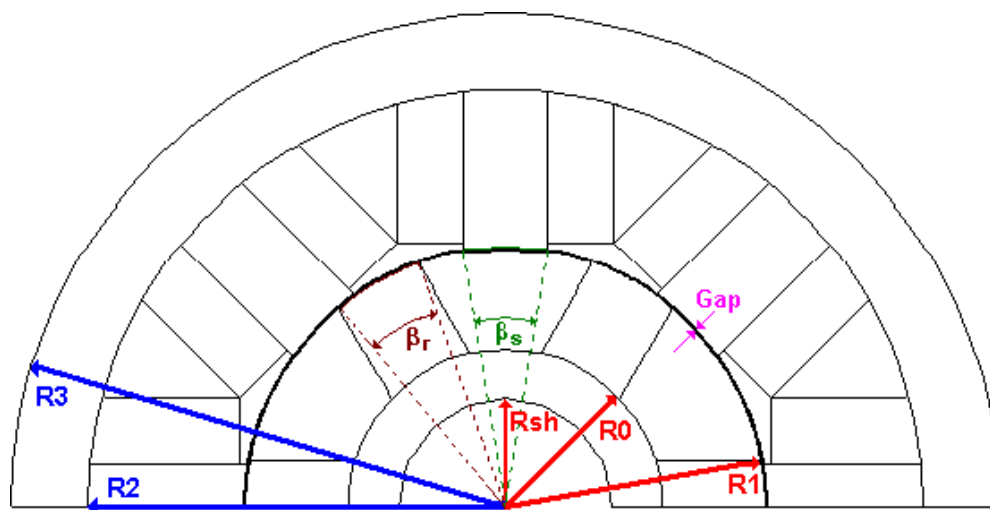


Fig. 4.1 – Parâmetros Geométricos do MRC.

Para o modelo original, figura 4.2, o valor de $R2$ não tem efeito. Neste caso, deve-se levar em conta o valor do raio do arco entre dentes (R_{arc}). Este valor é igual a 41.308 mm.

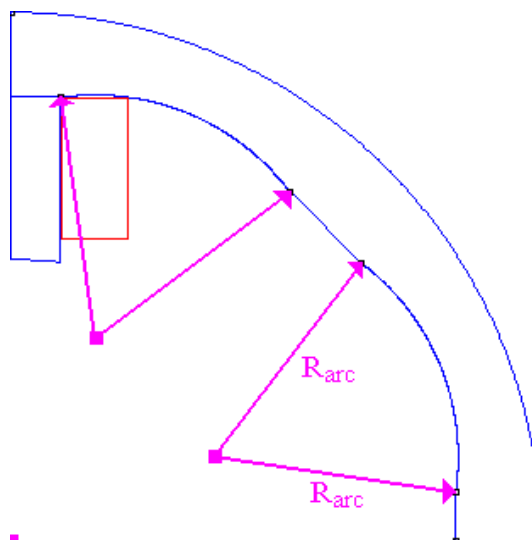


Fig. 4.2 – Raio do arco entre dentes do modelo original.

Com relação ao rotor original, figura. 4.3, deve-se fornecer o deslocamento e a altura da aresta lateral (caracterizado pelo ponto na cor rosa). Ambos são representados em termos de porcentagem. Estes valores estão respectivamente, a 49.38% da altura do dente ($\%Altd$) e a uma altura de 7.9% em relação à metade da largura do dente ($\%Lr$).

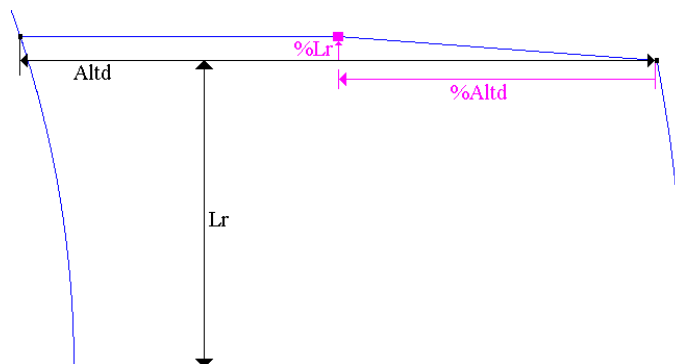


Fig. 4.3 – Parâmetros para modificação na forma do dente do rotor original.

Com relação às dimensões da bobina, figura 4.4, deve-se fornecer a altura da extremidade do dente ao início da bobina (sobra) em função da metade da largura do dente do estator (L_s). Este valor é representado em porcentagem ($\%L_s$). Outro dado importante é o arco entre as extremidades de duas bobinas. Os valores são respectivamente, 47.9% e 2.6° .

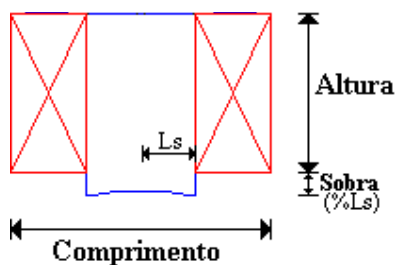


Fig. 4.4 – Parâmetros que caracterizam a bobina.

Com os dados indicados anteriormente, o comprimento é de 40.00267mm, a altura é de 24.00689mm e a sobra de 4.0709mm. A área do modelo original é adotada como referência, uma vez que as demais dimensões que caracterizam a bobina se alteram a cada nova alteração no desenho do dente ou da coroa interna do estator. O valor da mesma é igual a 552.2819 mm^2 .

No Anexo 6, estão as informações de entrada do software MRC referentes à criação de todos os modelos apresentados neste capítulo.

4.3. – ETAPA 1: COMPORTAMENTO DAS DIFERENTES FORMAS DE ROTORES COM O ESTATOR ORIGINAL

Esta etapa tem o objetivo de verificar os efeitos da variação na forma do dente do rotor sobre o comportamento eletromagnético, principalmente quanto às forças, e mecânico. Como não há mudanças no estator (estator original, figura 2.9 (2)), as possíveis alterações nas grandezas mecânicas ocorrem apenas pela influência das harmônicas das forças magnéticas.

4.3.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas

A seguir são apresentados os resultados obtidos para os diferentes rotores. As grandezas eletromagnéticas são pela ordem: Torque Médio, Força Tangencial Média e a Força Radial Média. Os valores são obtidos na fonte 4 do motor. Nos gráficos a seguir, a forma 12O (coluna na cor vermelha) representa o modelo original (referência que possibilita a comparação com novos modelos). As nomenclaturas de todos os modelos utilizados nesta tese encontram-se na Lista de siglas, abreviaturas e símbolos, e também no Anexo 6.

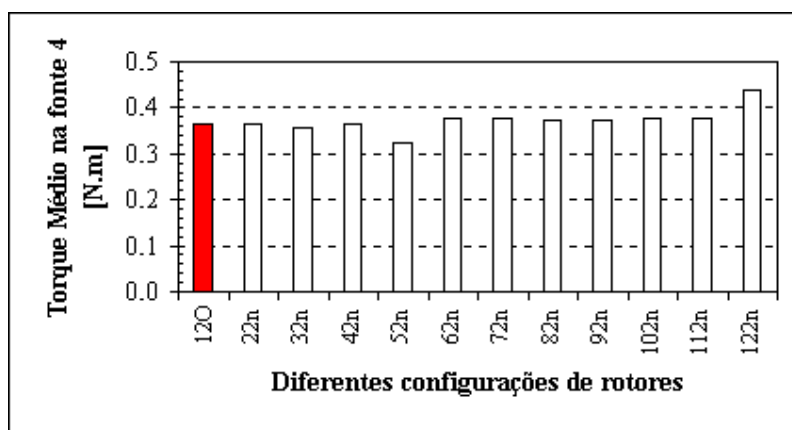


Fig. 4.5 – Variação do Torque médio para diferentes Formas de Rotores.

Nomenclatura da etapa 1:

12O – rotor 1/estator 2 (ambos originais); 22n – rotor 2/estator 2 original; 32n – rotor 3/estator 2 original; 42n – rotor 4/estator 2 original; 52n – rotor 5/estator 2 original; 62n – rotor 6/estator 2 original; 72n – rotor 7/estator 2 original; 82n – rotor 8/estator 2 original; 92n – rotor 9/estator 2 original; 102n – rotor 10/estator 2 original; 112n – rotor 11/estator 2 original; 122n – rotor 12/estator 2 original.

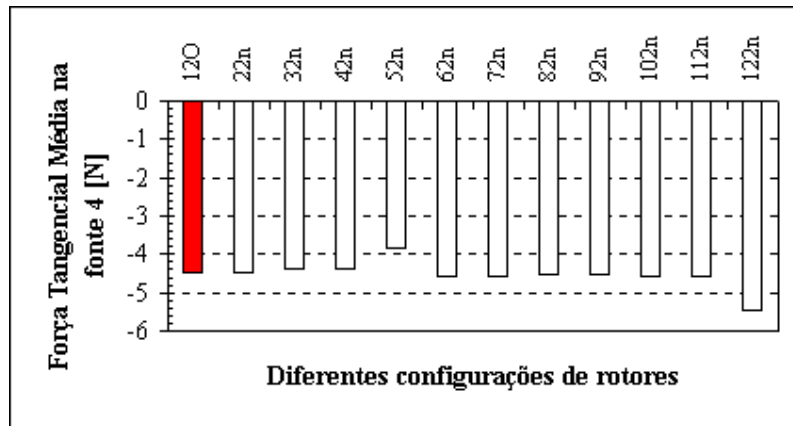


Fig. 4.6 – Variação da Força Tangencial média para diferentes Formas de Rotores.

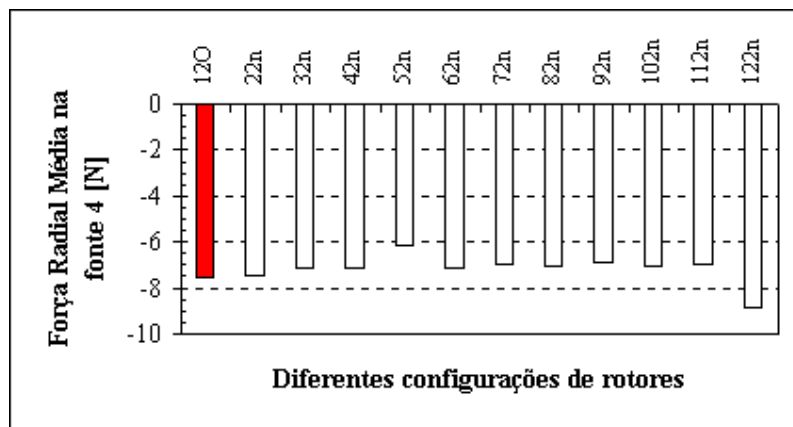


Fig. 4.7 – Variação da Força Radial média para diferentes Formas de Rotores.

Inicialmente constatamos que as variações para o torque variam entre +0.06% (caso 22n, (fig. 2.8 (2)) e +20.44% (caso 122n, (fig. 2.8 (12))). Para a força tangencial a oscilação varia entre +0.11% (caso 22n) e +21.40% (caso 122n). Para a força radial a oscilação varia entre -0.29% (caso 22n) e +17.64% (caso 122n)).

O aumento no torque do modelo 122n se deve inicialmente ao aumento no fluxo e na indutância e no conseqüente aumento da força radial. A forma com o triângulo nas extremidades laterais do dente do rotor favorece o aumento do fluxo. Com relação ao modelo 52n (fig. 2.8 (5)), a diminuição no torque (-11.74%), força radial (-18.26%) e tangencial (-14.22%) se devem a influência do afunilamento da base do dente e a conseqüente diminuição no fluxo.

4.3.2. – Cálculo da Resposta Natural

Antes de transferirmos as forças obtidas no item anterior para o modelo estrutural, é necessário conhecer a resposta natural da estrutura, isto é, devemos encontrar as frequências naturais de ressonância e os seus respectivos modos de vibração. Na Tabela 4.2 estão as Frequências Naturais e Modos de Vibração calculados pelo ANSYS. Na figura 4.8 estão as deformações associadas as suas respectivas frequências e modos de vibração. A cada alteração do estator é necessário refazer o cálculo da resposta natural. As simulações realizadas nesta etapa e na próxima utilizam estes resultados, uma vez que o estator não é alterado.

Tabela 4.2 – Frequências Naturais e Modos de Vibração calculados.

Número do Modo	Frequência Natural [Hz]
1º	1094.2
2º	1116.4
3º	1350.5
4º	1717.8
5º	2018.3
6º	2178.7
7º	2879.4
8º	3056.1
9º	4328.1

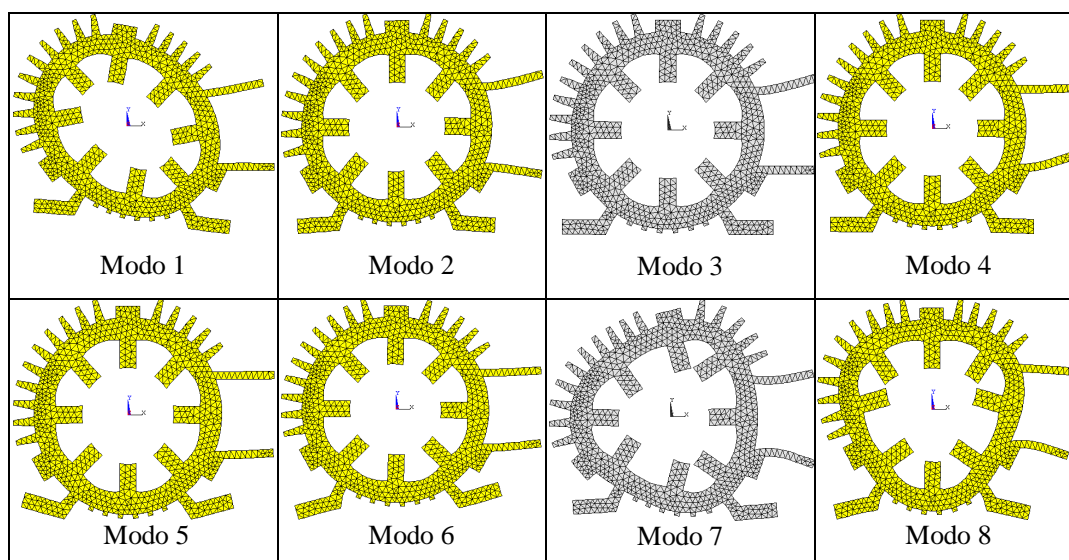


Fig. 4.8 – Representação gráfica dos Modos Naturais de Vibração do estator do MRC.

4.3.3. – Cálculo da Resposta Forçada

Nesta etapa é aplicado o Método de Superposição Modal. Aqui são realizadas comparações entre o espectro de frequências das forças magnéticas (forças de excitação) e as frequências naturais, obtidas respectivamente nos itens 4.3.1. e 4.3.2. O resultado desta comparação nos permite determinar em que frequências ocorrem os maiores picos de vibração.

A figura 4.9 apresenta os três pontos da carcaça do MRC onde são obtidos os deslocamentos nodais e posteriormente as acelerações. O ruído é obtido a um metro dos pontos 681 e 315. Estes pontos são equivalentes aos utilizados nos ensaios experimentais.

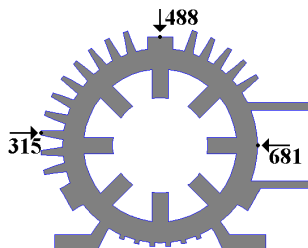


Fig. 4.9 – Pontos de estudo das vibrações.

A figura 4.10 apresenta o comportamento das acelerações (vibrações) em três pontos da carcaça (respectivamente, 681, 488 e 315), para diferentes formas do rotor e o mesmo estator (estator original). Como se pode observar, a priori, como o comportamento das forças radiais e tangenciais teve pouca variação em grande parte dos modelos em estudo, o mesmo se refletiu nos resultados das vibrações. Porém, os modelos que apresentaram as maiores variações nas acelerações são os mesmos que sofreram grandes alterações nas forças magnéticas. O modelo 52n apresentou nos pontos 681 e 488 uma diminuição de aproximadamente 15% nos valores médios (média nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz, e em todas as frequências) e 14% no ponto 315. O modelo 122n apresentou nos pontos 681, 488 e 315 um aumento de aproximadamente 16% na média das três frequências e na média em todas frequências o aumento foi de 12% nos pontos 681 e 488 e +11% no ponto 315.

A figura 4.11 apresenta o comportamento do ruído em dois pontos situados a um metro dos respectivos pontos da carcaça, 681 e 315. Novamente há uma concordância com os resultados de vibração, ou seja, as maiores variações ocorrem para o modelo 52n (nos pontos 681 e 315 a diminuição é de aproximadamente 3% nos valores médios) e para o modelo 122n (aumento de aproximadamente 3%).

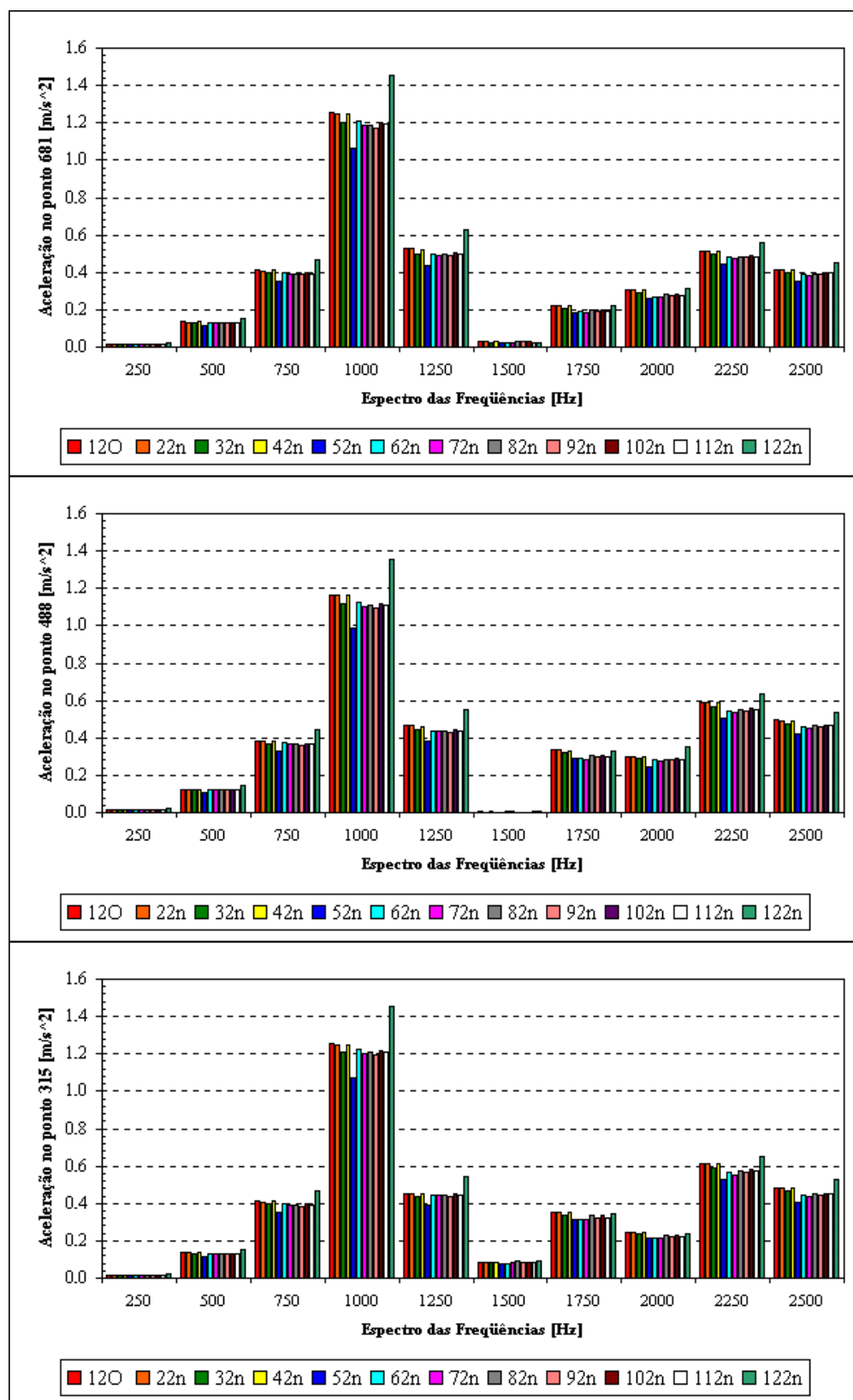


Fig. 4.10 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para diferentes formas do rotor.

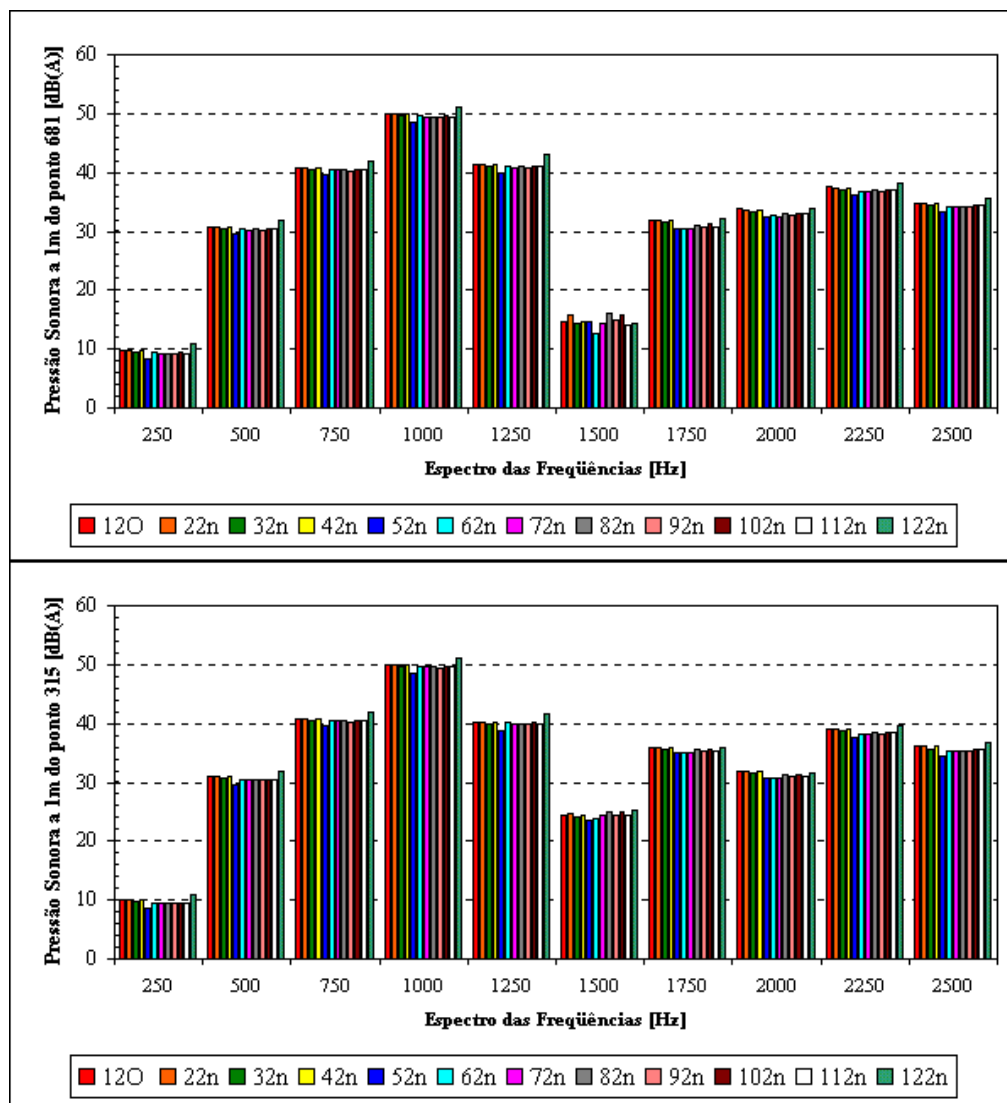


Fig. 4.11 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para diferentes formas do rotor.

4.3.4. – Conclusão da Etapa 1

Nesta primeira etapa, vimos que apenas alterações na forma do dente do rotor afetam pouco nos níveis de vibração e ruído.

É importante destacar que, com o conhecimento das frequências naturais podemos prever e entender o comportamento vibratório do estator. Se as frequências das forças de excitação coincidem com as frequências naturais há um aumento na amplitude das vibrações. Como nesta etapa trabalhamos sem alterações na forma do estator, as frequências naturais não foram alteradas. Logo, os fenômenos mecânicos foram afetados

apenas pelas harmônicas das forças. Mais adiante, trabalharemos também com alterações no estator, ou seja, além das harmônicas teremos alterações nas frequências naturais.

Os demais modelos tiveram um comportamento semelhante, com pequeno destaque para o modelo 52n que apresentou reduções de aproximadamente 15% na média das três frequências e na média geral dos valores eficazes da aceleração, e redução de aproximadamente 3% nos valores da pressão sonora.

4.4. – ETAPA 2: COMPORTAMENTO DA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS DO ROTOR COM O ESTATOR ORIGINAL

Esta etapa tem por objetivo verificar os efeitos da variação dos parâmetros que caracterizam o rotor (R_{sh} , R_0 e β_r) sobre o comportamento eletromagnético e mecânico. Novamente o estator não é modificado (estator original, figura 2.9.(2)). São feitas variações de -10% (A) e +10% (B) nos parâmetros R_{sh} , R_0 e β_r do rotor original.

4.4.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas

A seguir são apresentados os resultados obtidos para os diferentes rotores. As grandezas eletromagnéticas são, pela ordem: Torque Médio, Força Tangencial Média e a Força Radial Média. Estes valores são obtidos na fonte 4 do motor.

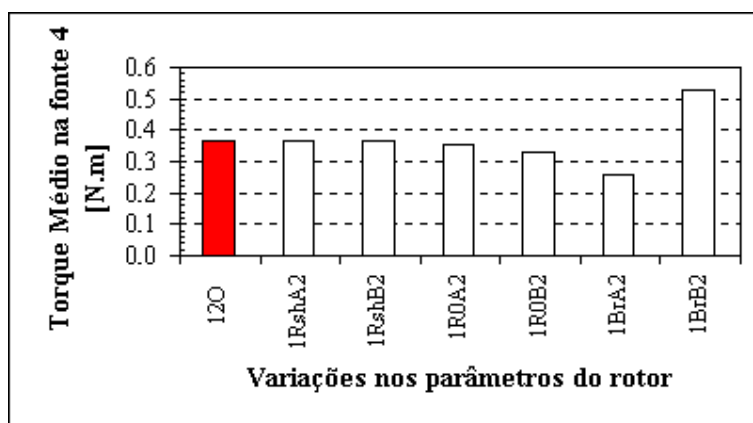


Fig. 4.12 – Variação do Torque Médio para diferentes Parâmetros do Rotor.

Nomenclatura da Etapa 2:

120 – Rotor 1/estator 2 (ambos originais); **1RshA2** – Rotor 1/ R_{sh} com +10%/estator original 2; **1RshB2** – Rotor 1/ R_{sh} com -10%/estator original 2; **1R0A2** – rotor 1/ R_0 com +10%/estator original 2; **1R0B2** – rotor 1/ R_0 com -10%/estator original 2; **1BrA2** – rotor 1/ β_r com +10%/estator original 2; **1BrB2** – rotor 1/ β_r com -10%/estator original 2.

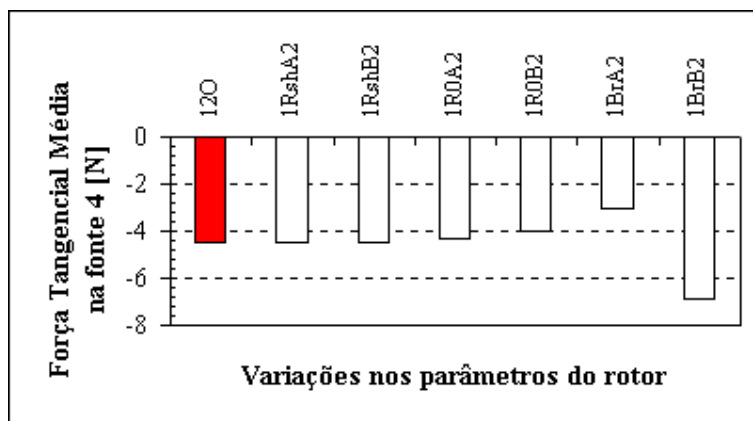


Fig. 4.13 – Variação da Força Tangencial Média para diferentes Parâmetros do Rotor.

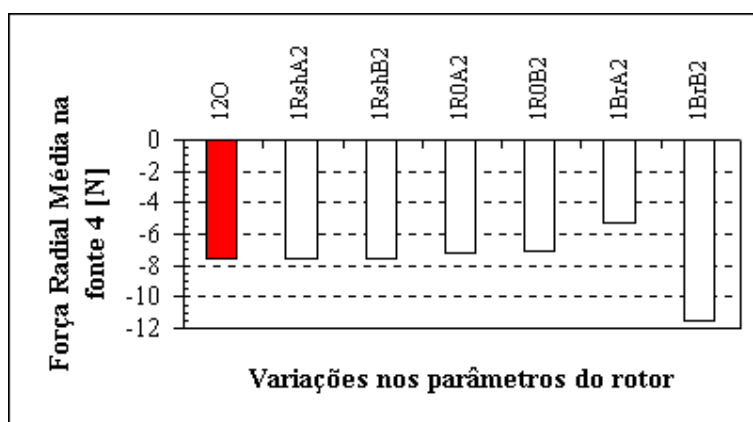


Fig. 4.14 – Variação da Força Radial Média para diferentes Parâmetros do Rotor.

Como podemos observar, as maiores variações ocorrem nos modelos com alterações no arco polar do rotor, respectivamente, 1BrA2 e 1BrB2. Isto se deve à influência do arco polar do rotor sobre a indutância, que por sua vez tem influência sobre o torque gerado. No modelo 1BrA2 o torque diminuiu 29.15%, a força tangencial diminuiu 31.50% e a força radial diminuiu 30.26%. No modelo 1BrB2 o torque aumentou 44.85%, a força tangencial aumentou 52.66% e a força radial aumentou 53.55%. Nos demais casos, há uma variação pequena em relação ao modelo original, uma vez que os parâmetros Rsh e R0 têm pouca influência sobre a indutância, o torque e as forças magnéticas. As variações para o torque oscilam entre +0.11% (modelo 1RshA2) e -9.56% (modelo 1R0B2). Para a força tangencial a oscilação varia entre +0.11% (modelo 1RshA2) e -10.37% (modelo 1R0B2). Para a força radial a oscilação varia entre +0.06% (modelo 1RshA2) e -6.20% (modelo 1R0B2).

4.4.2. – Cálculo da Resposta Natural

Como não há alterações no estator, nesta segunda etapa não há necessidade de refazer o cálculo da resposta natural. Logo, os resultados apresentados no item 4.3.2. são válidos nesta etapa também.

4.4.3. – Cálculo da Resposta Forçada

Seguindo o mesmo procedimento da primeira etapa, a seguir são apresentados os resultados de vibração e ruído.

A figura 4.15 representa o comportamento das acelerações (vibrações) em três pontos da carcaça (respectivamente, 681, 488 e 315), para diferentes parâmetros do rotor. Como podemos observar, a priori, os modelos com pouca variação no comportamento das forças magnéticas também apresentam poucas variações nos resultados das vibrações (1RshA2, 1RshB2, 1R0A2 e 1R0B2). Por outro lado, os modelos com grandes variações nas forças magnéticas apresentam grandes variações nos resultados das vibrações. Isto se deve ao aumento e a diminuição nos valores médios das forças e a conseqüente influência no conteúdo harmônico. Para o modelo 1BrA2, a diminuição nos valores médios nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz (M3) é de aproximadamente 26% nos pontos 681, 488, e 315, e nos valores médios em todas as frequências (MG) é de 22% nos três pontos. Para o modelo 1BrB2 há um aumento de 47% em M3 nos pontos 681 e 488, e 44% no ponto 315. Já para MG o aumento é de 40% nos pontos 681 e 488, e 36% no ponto 315.

Na figura 4.16, como mencionado anteriormente, está representado o comportamento do ruído. Novamente há uma concordância com os resultados obtidos no cálculo da vibração, ou seja, para o modelo 1BrA2, a um metro do ponto 681 o valor de M3 é de -6.0% e MG é de -5.67%, e a um metro do ponto 315 os valores são respectivamente, -5.91% e -5.52%. Isto se deve a diminuição das forças magnéticas. Para o modelo 1BrB2, a um metro do ponto 681 o valor de M3 é de +7.58% e MG é de +6.95%, e a um metro do ponto 315 os valores são respectivamente, +7.29% e +7.04%. Isto se deve ao aumento das forças magnéticas.

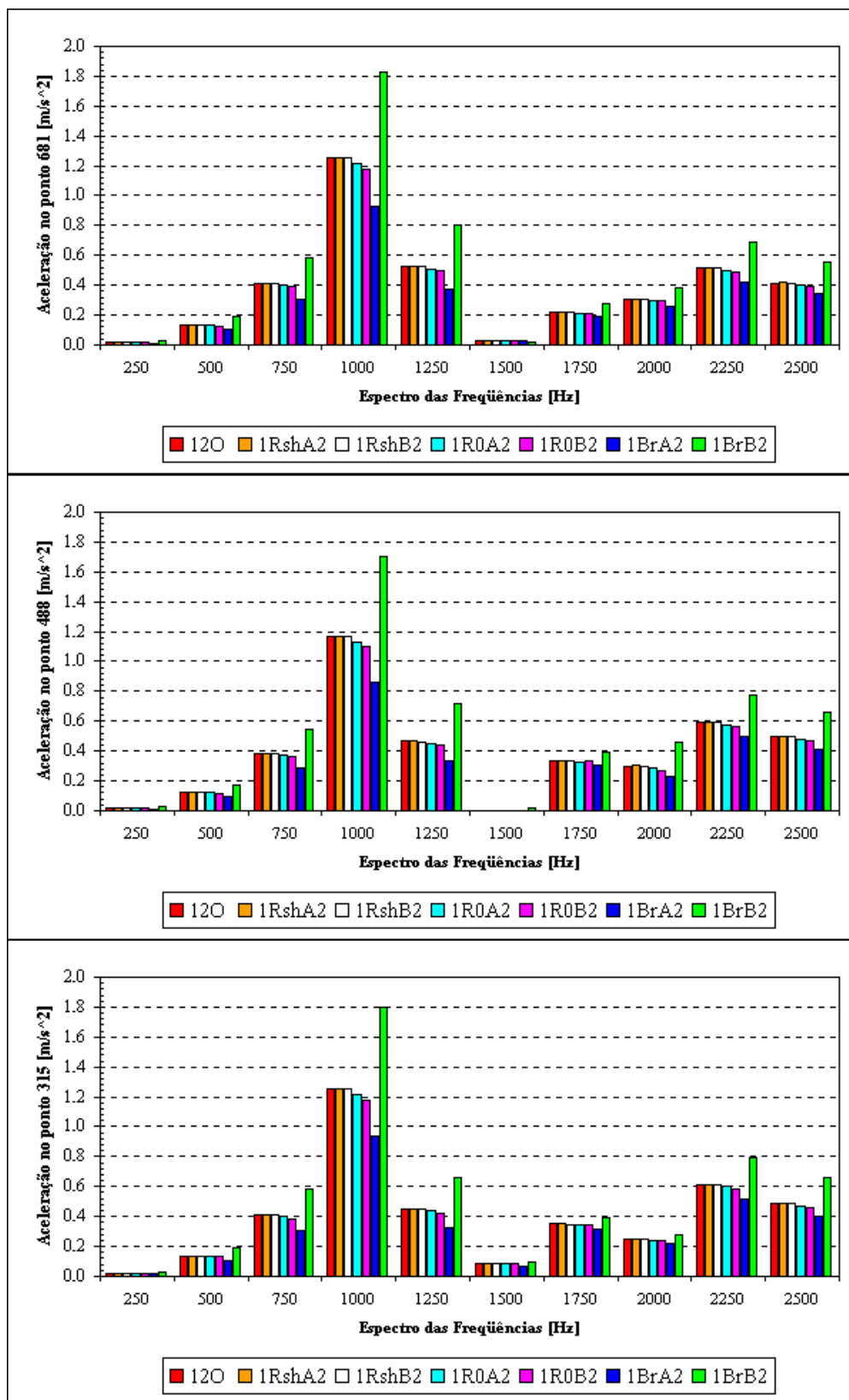


Fig. 4.15 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para diferentes parâmetros do rotor.

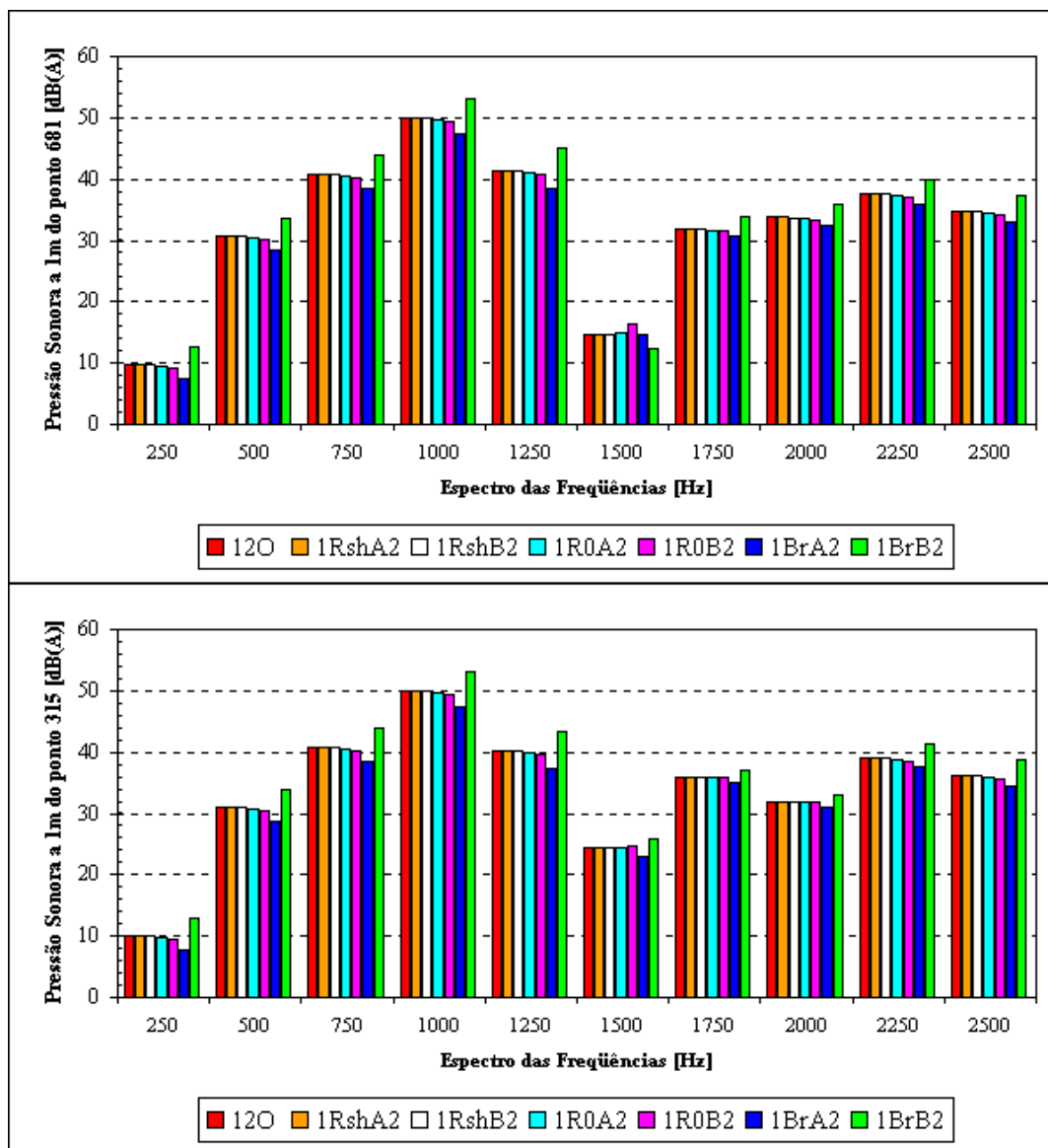


Fig. 4.16 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para diferentes parâmetros do rotor.

4.4.4. – Conclusão da Etapa 2

Nesta segunda etapa, vimos que alterações no raio da coroa do rotor (R0) e no raio do eixo do rotor (Rsh) pouco afetam os níveis de vibração, ruído e as grandezas eletromagnéticas. Por outro lado, alterações no arco polar do rotor provocam alterações nas grandezas eletromagnéticas e mecânicas.

4.5. – ETAPA 3: COMPORTAMENTO DAS DIFERENTES FORMAS DE ESTATOR COM O ROTOR ORIGINAL

O objetivo desta etapa é verificar o comportamento das grandezas eletromagnéticas e mecânicas quando são feitas modificações nas formas do estator. O rotor não é alterado (rotor original, figura 2.8 (1)).

4.5.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas

Nas figuras a seguir são apresentados os resultados obtidos para os 34 modelos diferentes do estator (incluindo a referência), criados a partir de alterações nos setes modelos da figura 2.9.

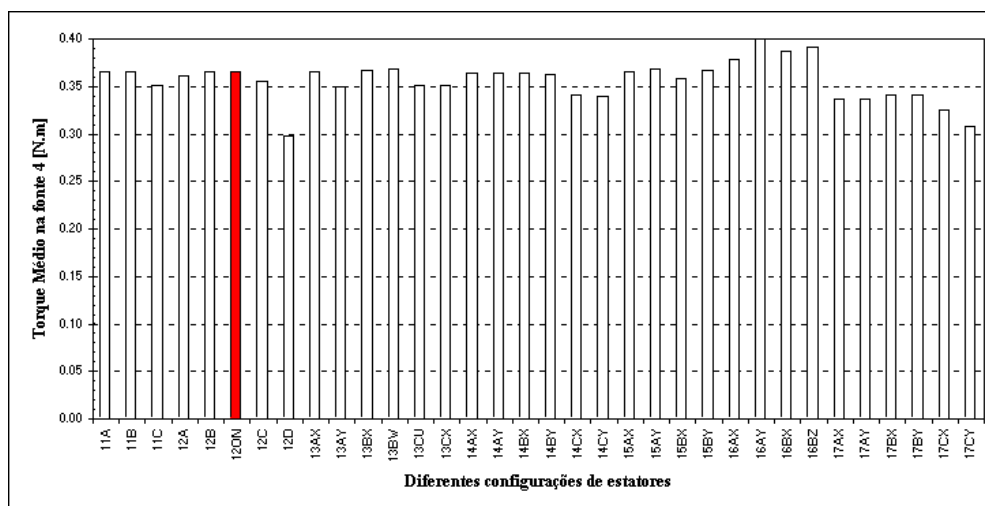


Fig. 4.17 – Variação do Torque Médio para diferentes variações no estator e com o rotor original.

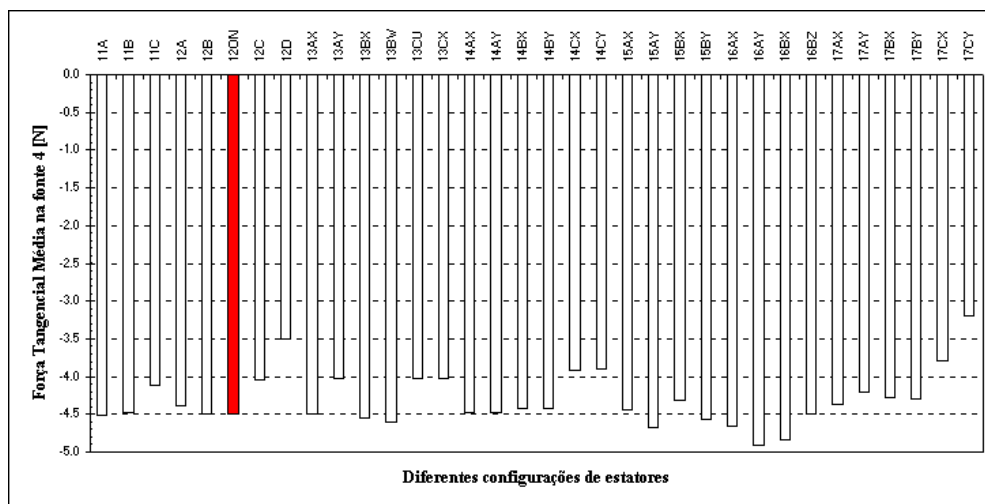


Fig. 4.18 – Variação da Força Tangencial Média para diferentes variações no estator e com o rotor original.

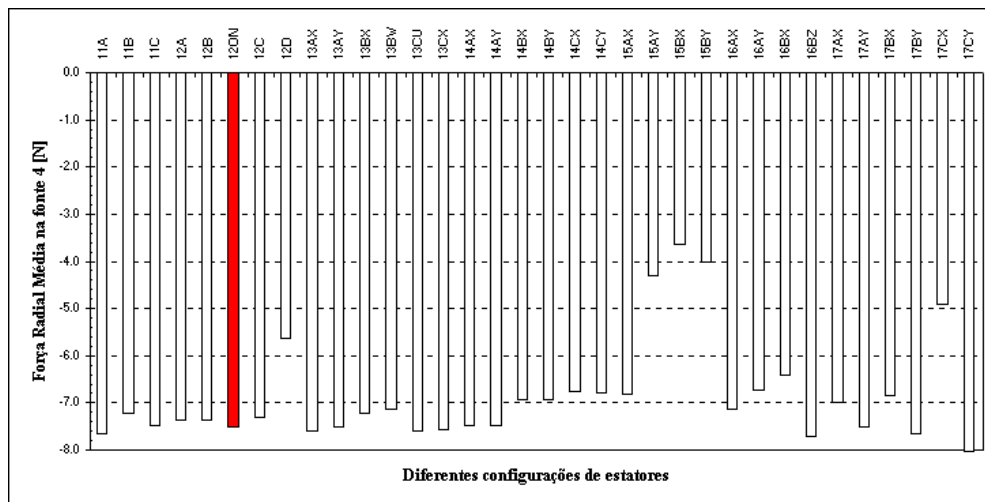


Fig. 4.19 – Variação da Força Radial Média para diferentes variações no estator e com o rotor original.

Na curva de torque (figura 4.17), as alterações mais significantes ocorrem nos modelos 12D (-18.53%) e 17CY (-15.43%) em relação ao modelo original. Nos demais modelos a variação é inferior a 10.84% (modelo 17CX).

Na curva da força tangencial (figura 4.18), dos trinta e quatro modelos, sete possuem uma variação superior a $\pm 10\%$, com destaque para os modelos 12D (-22.11%) e 17CY (-29.0%).

No gráfico da força radial (figura 4.19) ocorre oito variações superiores a 10% (limite imposto no item w do Capítulo 2), com destaque para os modelos 15BX (-51.60%) e 15BY(-46.70%). Nos demais modelos, as variações são inferiores a 10%.

As grandes alterações no torque, força tangencial e força radial dos modelos 12D e 17CY se devem as alterações no fluxo (diminuição de 12.0% para o modelo 12D e 14.91% para o modelo 17CY) e na indutância (diminuição de 18.56% para o modelo 12D e 22.56% para o modelo 17CY). Outra provável causa está associada ao erro provocado pela alteração da malha nas laterais dos dentes dos diferentes modelos, uma vez que o cálculo das forças magnéticas leva em conta os elementos que estão entre o material do dente e o ar (elementos na face e nas laterais do dente). O software EFM [41] possui cinco opções de malha, com exceção do modelo 12D, cuja opção de malha utilizada é a número 4, para os demais modelos a malha utilizada foi a número 5. A figura 4.20 apresenta a malha na lateral do dente do estator original (12O) e para o modelo 17CY. Em uma análise para verificar o efeito da qualidade da malha sobre um mesmo modelo do MRC, verificamos que a alteração de uma malha para outra provoca aumentos de 7%, 14% e 8%,

respectivamente nos cálculos do torque, força radial e força tangencial. Portanto, além das diferenças no desenho da lateral do dente, a qualidade da malha também afeta o resultado obtido no cálculo das forças.

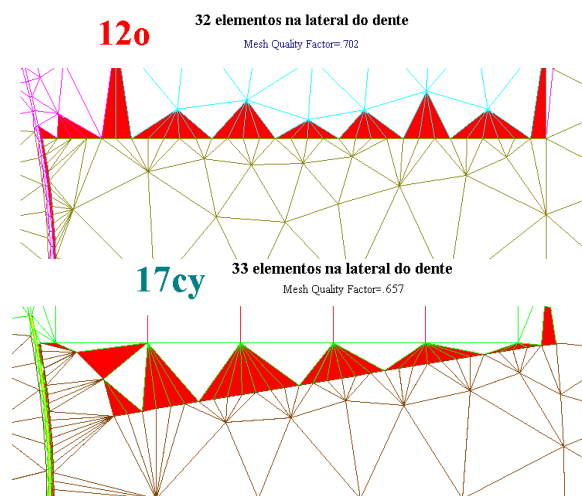


Fig. 4.20 – Comparação da malha na lateral do dente do estator.

4.5.2. – Cálculo da Resposta Natural

As tabelas a seguir apresentam para cada um dos 34 modelos as respectivas frequências naturais (em Hertz). Em todas as tabelas os modelos estão dispostos no sentido da menor para maior coroa ou do menor para maior reforço na lateral do dente.

Tabela 4.3 – Frequências naturais das variações do estator 1 e 2.

	T1a	T1b	T1c	T2a	T2b	T2o	T2c	T2d
1 ^a	1005.3	1107.4	1210.0	949.5	1021.1	1094.2	1168.3	1236.5
2 ^a	1034.6	1132.8	1222.0	975.0	1046.2	1116.4	1183.4	1248.0
3 ^a	1339.6	1353.9	1377.2	1334.2	1340.6	1350.5	1364.6	1386.6
4 ^a	1705.1	1718.9	1730.2	1697.0	1708.8	1717.8	1726.4	1734.4
5 ^a	1977.8	2014.6	2041.2	1959.7	1992.4	2018.3	2035.8	2051.9
6 ^a	2168.8	2184.7	2198.7	2151.5	2165.3	2178.7	2186.6	2196.6
7 ^a	2663.2	2924.7	3191.3	2509.1	2691.6	2879.4	3071.7	3267.9
8 ^a	2850.5	3095.8	3355.8	2714.7	2880.3	3056.1	3239.8	3430.9
9 ^a	4038.4	4445.1	4862.0	3755.5	4038.4	4328.1	4625.2	4928.4

O estator 1 apresenta variações apenas na coroa do estator, enquanto que os demais modelos apresentam variações tanto na coroa quanto na lateral do dente.

Tabela 4.4 – Frequências naturais das variações do estator 3.

	T3ax	T3ay	T3bx	T3bw	T3cu	T3cx
1 ^a .	1019.5	1032.6	1121.4	1132.5	1213.8	1223.1
2 ^a .	1046.7	1058.2	1143.8	1152.6	1224.9	1233.0
3 ^a .	1336.7	1343.2	1354.6	1355.8	1377.9	1381.5
4 ^a .	1707.8	1710.7	1721.6	1723.6	1731.8	1733.1
5 ^a .	1986.1	1993.6	2021.3	2025.6	2040.9	2043.1
6 ^a .	2169.3	2170.1	2186.1	2186.6	2196.8	2196.1
7 ^a .	2698.1	2729.3	2959.9	2987.4	3203.2	3231.2
8 ^a .	2884.2	2913.9	3132.0	3159.1	3367.1	3394.1
9 ^a .	4097.1	4142.0	4505.4	4546.9	4884.2	4928.0

Tabela 4.5 – Frequências naturais das variações do estator 4.

	T4ax	T4ay	T4bx	T4by	T4cx	T4cy
1 ^a .	1010.1	1015.0	1111.4	1117.5	1214.9	1221.4
2 ^a .	1040.2	1045.4	1137.2	1142.8	1226.6	1232.3
3 ^a .	1340.5	1340.8	1354.3	1355.2	1379.7	1383.1
4 ^a .	1705.2	1705.9	1719.3	1720.0	1731.1	1731.9
5 ^a .	1979.3	1981.1	2013.5	2015.3	2040.2	2041.4
6 ^a .	2169.9	2171.6	2184.2	2186.1	2198.0	2199.6
7 ^a .	2679.5	2694.8	2939.5	2958.8	3212.0	3236.3
8 ^a .	2867.5	2883.8	3113.6	3133.9	3377.8	3404.0
9 ^a .	4063.9	4084.3	4473.0	4502.3	4904.5	4950.0

Tabela 4.6 – Frequências naturais das variações do estator 5.

	T5ax	T5ay	T5bx	T5by
1 ^a .	1007.2	1008.0	1108.5	1109.0
2 ^a .	1036.0	1036.1	1133.2	1133.5
3 ^a .	1341.2	1340.0	1355.9	1353.4
4 ^a .	1707.1	1707.3	1719.8	1720.4
5 ^a .	1979.4	1982.2	2014.9	2018.6
6 ^a .	2168.1	2170.4	2183.5	2186.0
7 ^a .	2667.0	2667.9	2925.7	2926.3
8 ^a .	2855.5	2856.6	3098.6	3100.3
9 ^a .	4054.0	4058.2	4457.0	4461.1

Tabela 4.7 – Frequências naturais das variações do estator 6.

	T6ax	T6ay	T6bx	T6bz
1 ^a .	1003.8	1001.5	1105.0	1104.0
2 ^a .	1031.9	1028.8	1129.5	1128.1
3 ^a .	1340.1	1339.3	1354.3	1352.5
4 ^a .	1707.2	1706.4	1720.2	1719.9
5 ^a .	1980.2	1976.9	2015.7	2018.3
6 ^a .	2169.8	2164.0	2184.5	2187.0
7 ^a .	2652.7	2641.0	2910.8	2905.6
8 ^a .	2841.0	2828.0	3084.2	3078.3
9 ^a .	4019.9	3996.9	4421.4	4409.5

Tabela 4.8 – Frequências naturais das variações do estator 7.

	T7ax	T7ay	T7bx	T7by	T7cx	T7cy
1 ^a .	1022.8	1038.0	1125.0	1139.9	1225.9	1238.4
2 ^a .	1053.2	1069.2	1149.8	1163.9	1236.6	1249.9
3 ^a .	1341.6	1346.5	1360.0	1363.7	1386.1	1395.6
4 ^a .	1707.6	1709.1	1721.6	1723.3	1733.5	1735.6
5 ^a .	1981.7	1986.2	2018.2	2020.1	2041.2	2042.8
6 ^a .	2170.0	2173.7	2187.4	2190.1	2198.5	2201.2
7 ^a .	2732.6	2790.4	2994.5	3052.3	3263.7	3322.0
8 ^a .	2922.5	2981.8	3171.3	3231.8	3431.6	3493.3
9 ^a .	4214.6	4346.0	4627.2	4760.4	-	-

Da observação das Tabelas 4.3 a 4.8, constata-se um estudo feito inicialmente por *Besbes* [28] e posteriormente por *Neves* [19]. Ambos concluíram que o aumento na coroa do estator ou mesmo reforços nas laterais dos dentes do estator aumentam a rigidez da estrutura, aumentando assim as frequências naturais, e para os casos em que ocorrem afastamentos entre as frequências da força de excitação e as frequências naturais, haverá uma diminuição nos níveis de vibração e também no ruído.

Como nesta etapa consideraremos que o espectro das forças magnéticas do MRC original será utilizado em todos os novos modelos de estator, torna-se importante o conhecimento e o efeito das alterações nas frequências naturais de cada novo modelo. A aproximação ou o afastamento dos espectros de frequência das forças com os espectros da estrutura mecânica irá determinar o aumento ou a diminuição nos níveis de vibração e em consequência o ruído.

4.5.3. – Cálculo da Resposta Forçada

A seguir são apresentados os resultados das vibrações e do ruído acústico para todas as novas formas do estator, a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças obtidos por cada um dos modelos na etapa do cálculo eletromagnético.

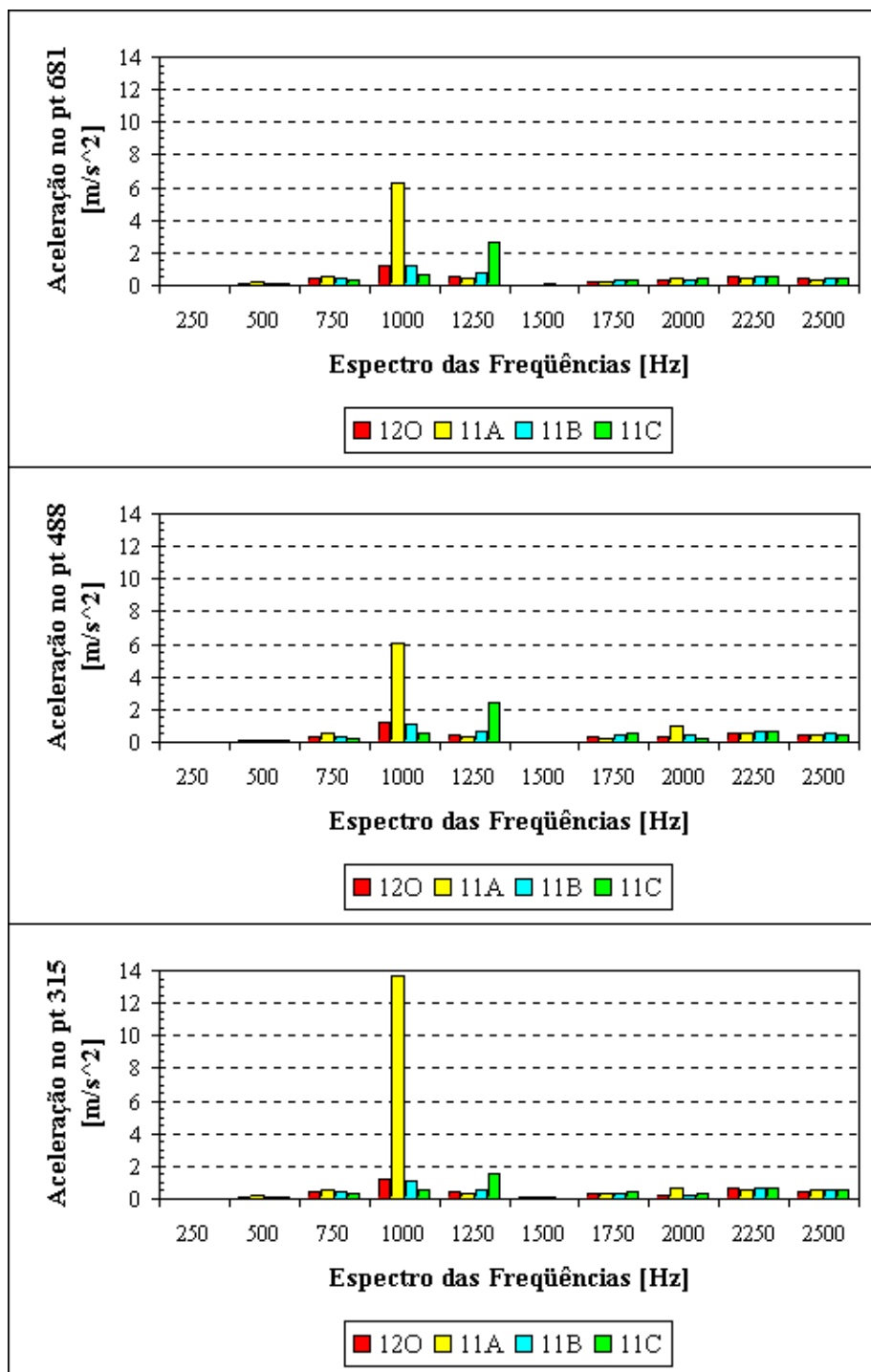


Fig. 4.21 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 1.

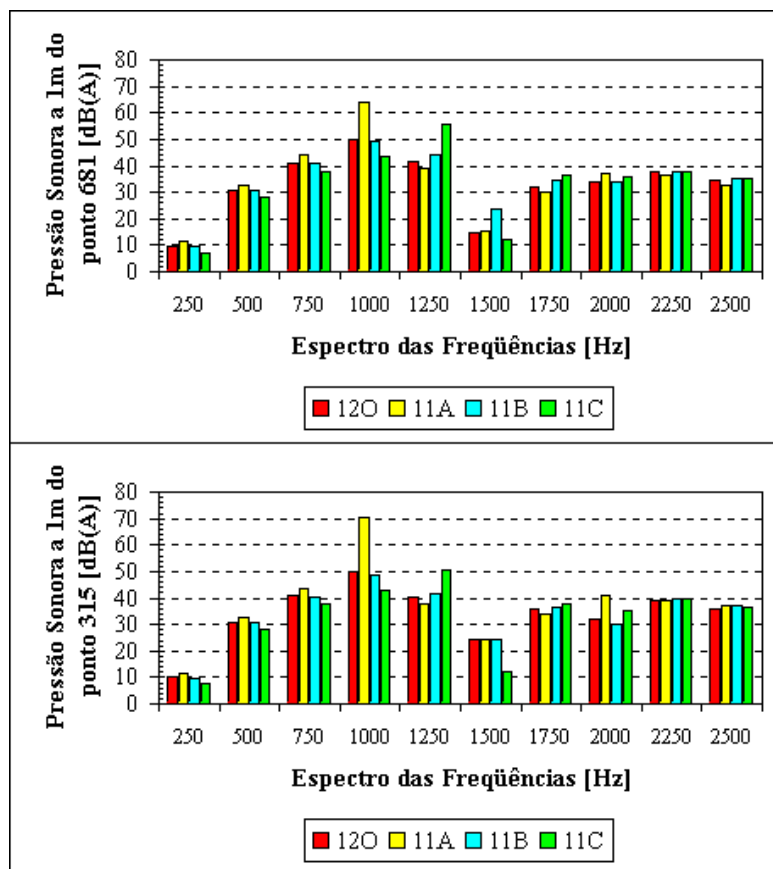


Fig. 4.22 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 1.

Pode-se constatar na figura 4.21 que o modelo 11B (cor azul) é o modelo que apresenta melhores resultados em termos de diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média aritmética das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz diminuiu 4.49% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) diminuiu 0.69% no ponto 315. Este resultado se deve ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. O modelo 11A teve um grande aumento devido à aproximação da frequência do 1º. modo (1005.3 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética. No modelo 11C a aproximação ocorre entre as frequências do 2º. modo (1222.0 Hz) com a frequência de 1250Hz da força magnética.

Na figura 4.22 o modelo 11B apresenta os seguintes resultados: a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz diminuiu 0.16% a um metro do ponto 315, e a média aritmética em todas as frequências (geral) praticamente não se alterou no ponto 315. Os resultados obtidos no cálculo do ruído estão ligados àqueles obtidos na vibração, por isto a coincidência no comportamento dos resultados.

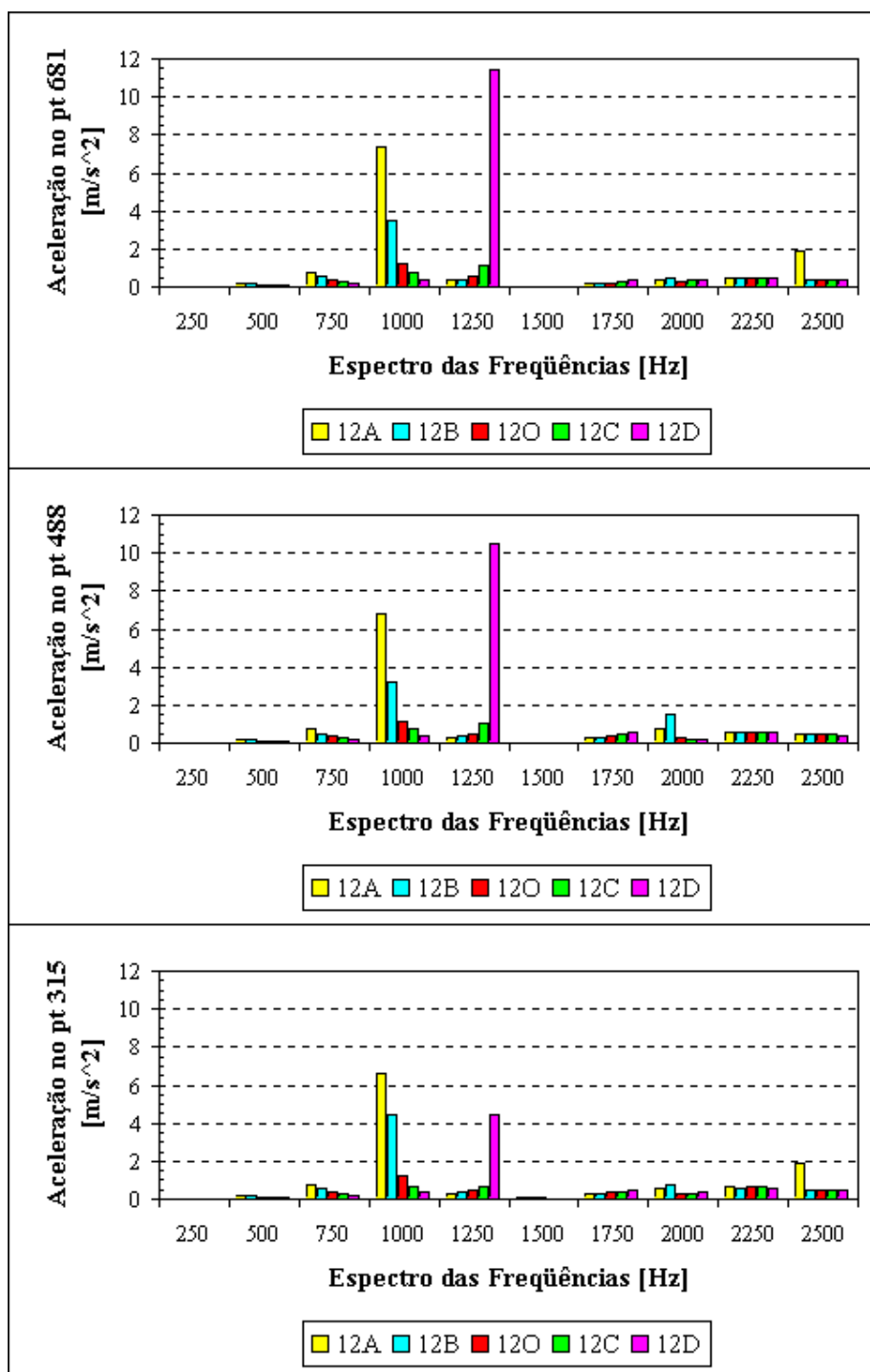


Fig. 4.23 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 2.

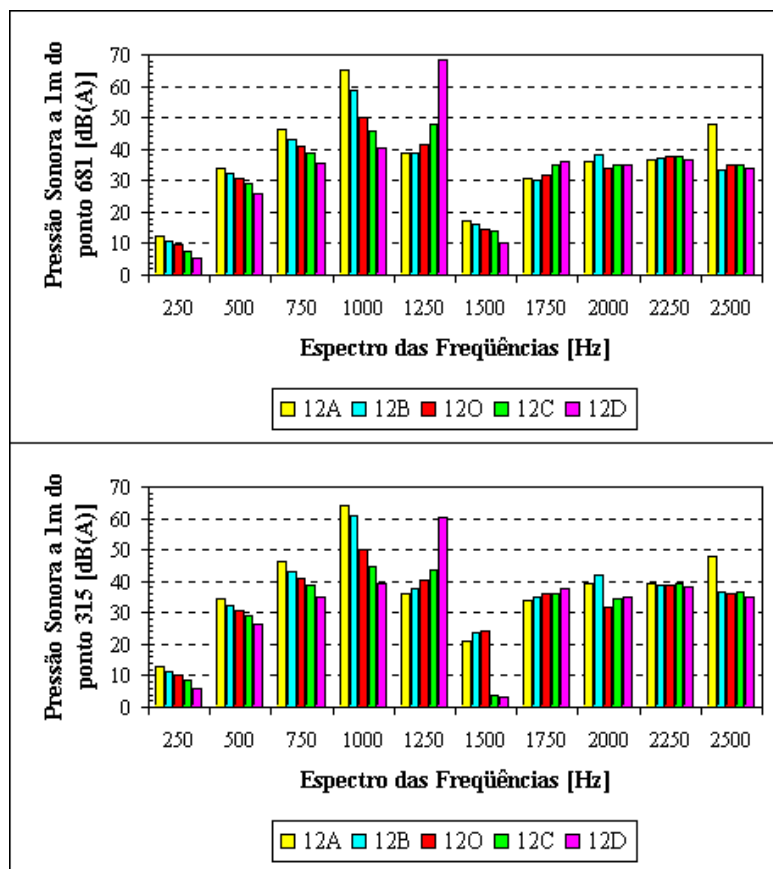


Fig. 4.24 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 2.

Pode-se constatar na figura 4.23 que o modelo 12C (cor verde) apresenta diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média aritmética das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz aumentou 0.50% no ponto 681, 0.14% no ponto 488 e diminuiu 21.76% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) aumentou 3.24% no ponto 681 e diminuiu 0.33% no ponto 488 e 11.19% no ponto 315. Este resultado se deve ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. O modelo 12A teve um grande aumento devido à aproximação da frequência do 2º. modo (975.0 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética. No modelo 12D a aproximação ocorre entre as frequências do 2º. modo (1248.0 Hz) com a frequência de 1250Hz da força magnética.

Na figura 4.24 o modelo 12C apresenta os seguintes resultados: a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz aumentou 0.07% no ponto 681 e diminuiu 3.27% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) aumentou 0.21% no ponto 681 e diminuiu 7.47% no ponto 315.

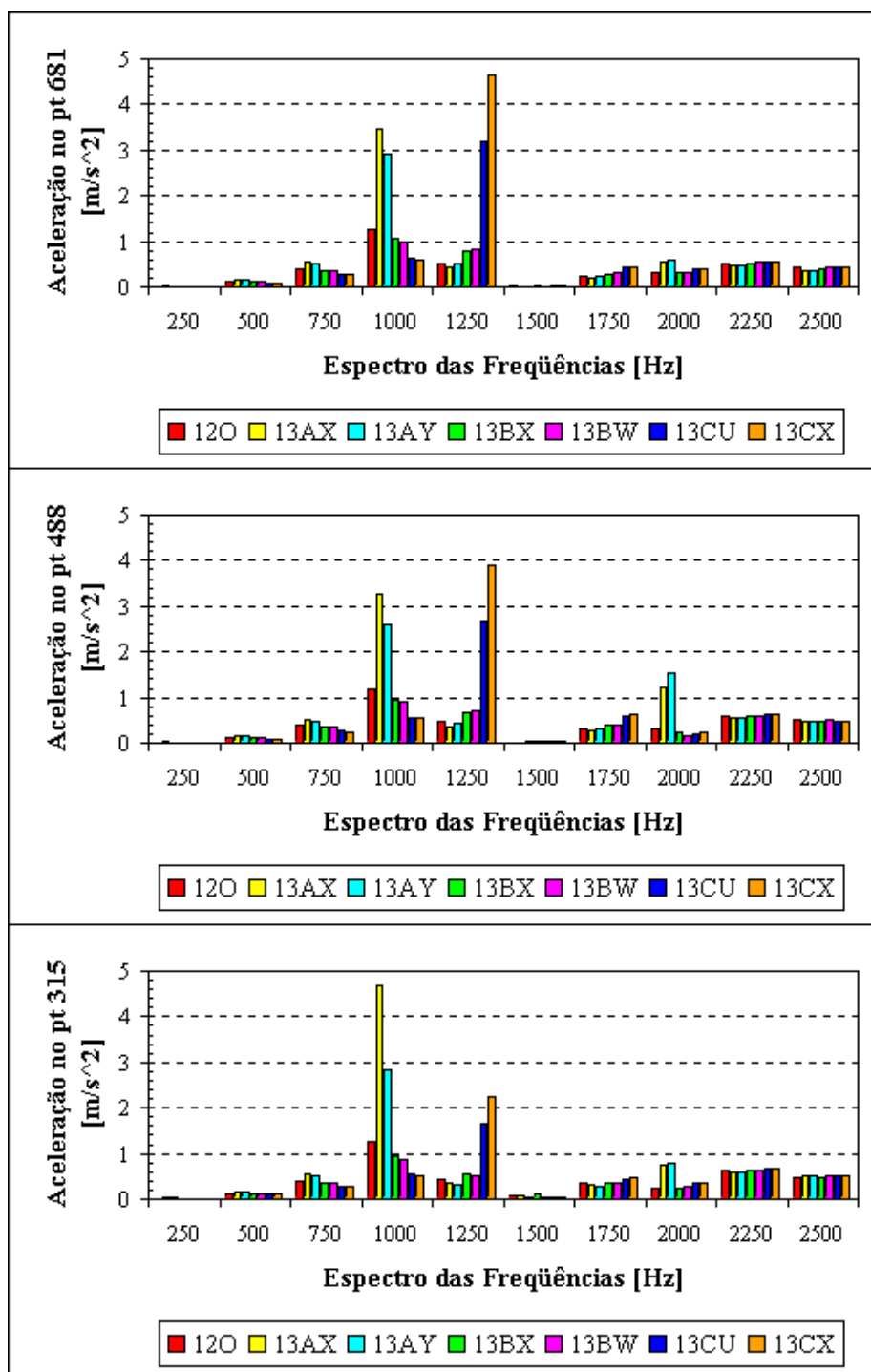


Fig. 4.25 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 3.

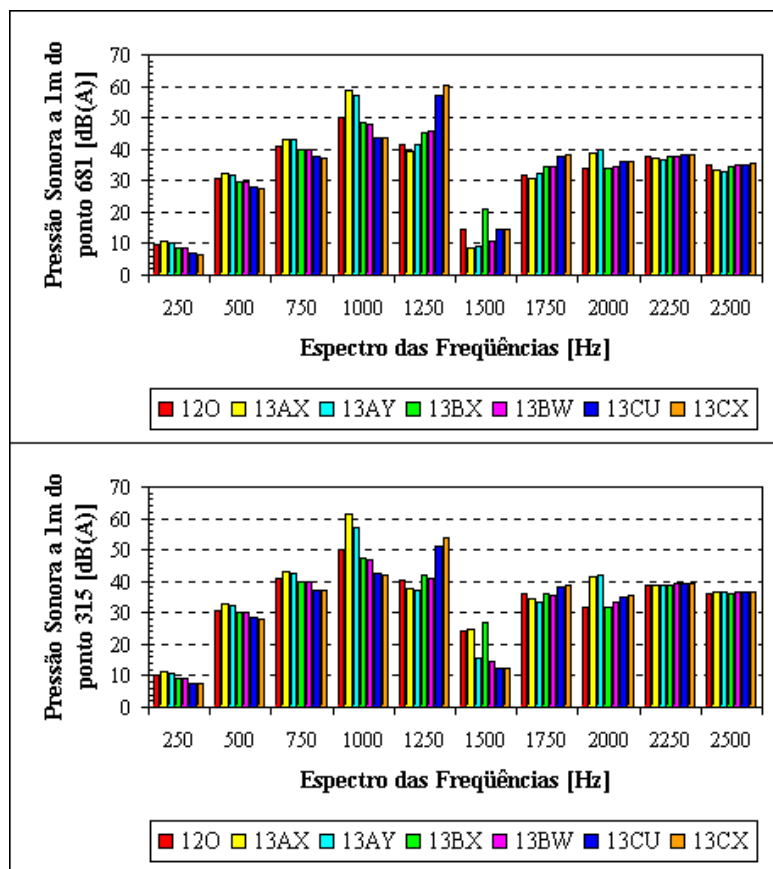


Fig. 4.26 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 3.

Pode-se constatar na figura 4.25 que os modelos 13BX (cor verde) e 13BW (cor rosa) apresentam diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz aumentou respectivamente: 1.31% e 0.90% no ponto 681; diminuiu 2.89% e 3.68% no ponto 488; e diminuiu 11.68% e 17.95% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) aumentou respectivamente: 2.63% e 3.70% no ponto 681; diminuiu 1.84% e 2.69% no ponto 488; e diminuiu 5.61% e 8.63% no ponto 315. Estes resultados se devem ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. Os modelos 13AX e 13AY tiveram um grande aumento devido à aproximação da frequência do 1º. modo (respectivamente, 1019.5 e 1032.6 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética. Nos modelos 13CU e 13CX a aproximação ocorre entre as frequências do 2º. modo (respectivamente, 1224.9 e 1233.0 Hz) com a frequência de 1250Hz da força magnética.

Na figura 4.26 a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 13BX aumentou 0.87% no ponto 681 e diminuiu 1.33% no ponto 315. Para o modelo 13BW a média nas três frequências aumentou 0.87% no ponto 681 e diminuiu 2.56% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) aumentou 0.34% no ponto 681 e

diminuiu 0.24% no ponto 315 para o modelo 13BX, e aumentou 1.05% no ponto 681 e diminuiu 3.63% no ponto 315 para o modelo 13BW.

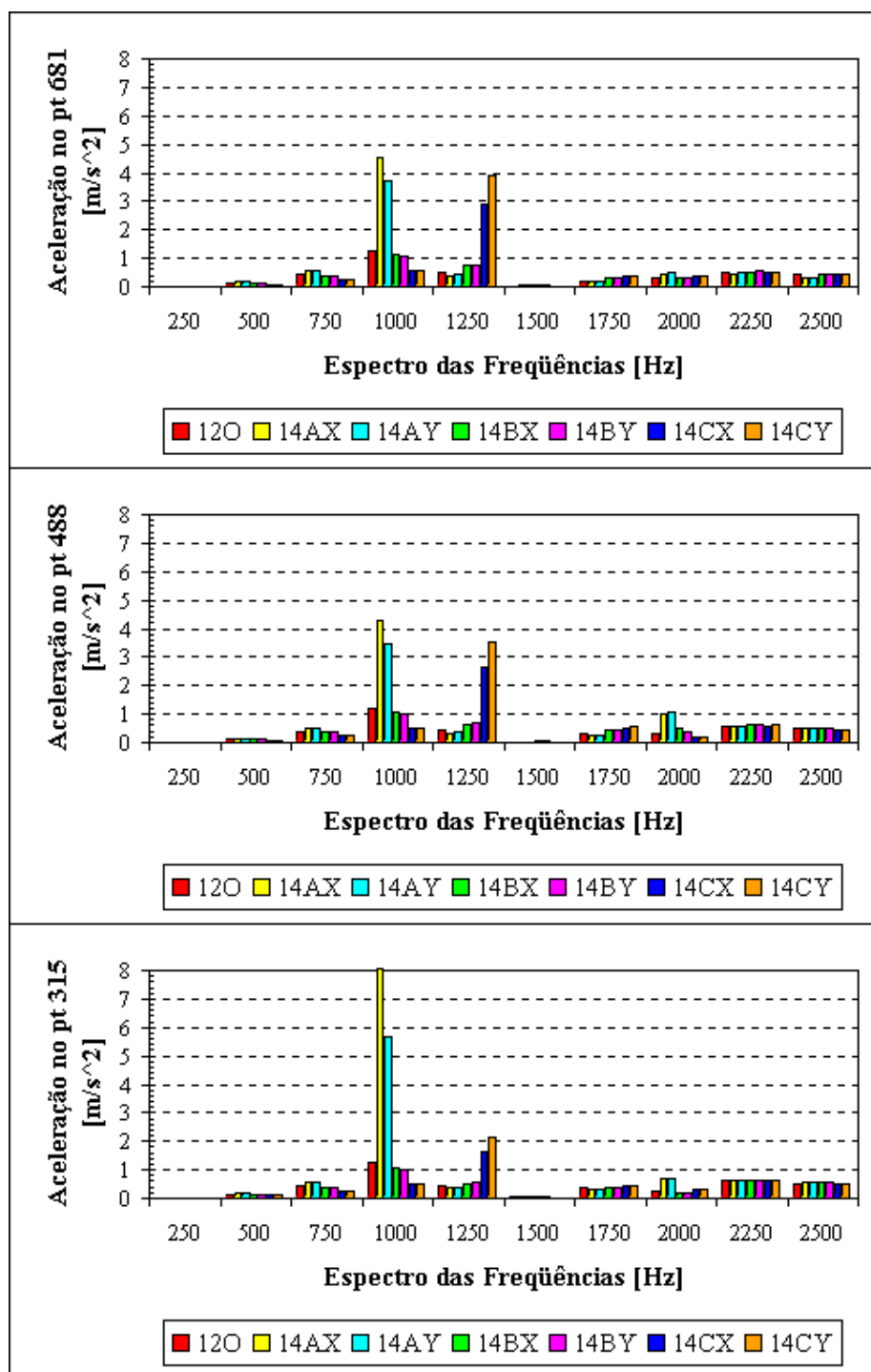


Fig. 4.27 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 4.

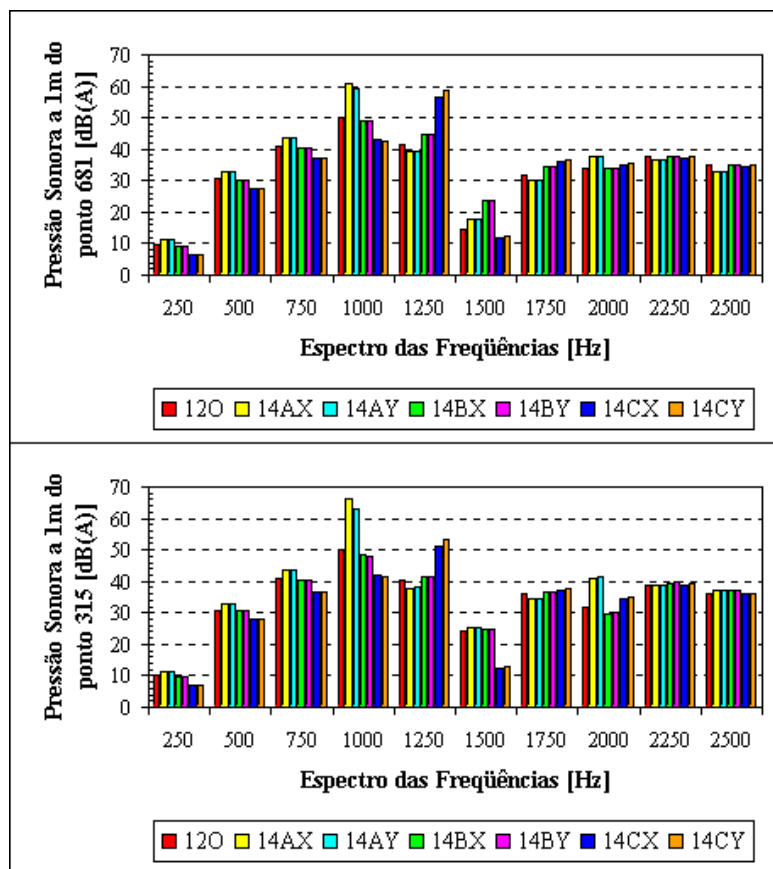


Fig. 4.28 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 4.

Pode-se constatar na figura 4.27 que os modelos 14BX (cor verde) e 14BY (cor rosa) apresentam diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média aritmética da aceleração nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz aumentou respectivamente: 4.26% e 3.95% no ponto 681; 3.17% e 2.70% no ponto 488; e diminuiu 7.19% e 8.19% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) aumentou respectivamente: 5.69% e 6.58% no ponto 681; 10.53% e 9.05% no ponto 315; e diminuiu 2.74% e 1.96% no ponto 488. Estes resultados se devem ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. Os modelos 14AX e 14AY tiveram um grande aumento devido à aproximação da frequência do 1º. modo (respectivamente, 1010.1 e 1015.0 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética. Nos modelos 14CX e 14CY a aproximação ocorre entre as frequências do 2º. modo (respectivamente, 1226.6 e 1232.3 Hz) com a frequência de 1250Hz da força magnética.

Na figura 4.28 a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 14BX aumentou 1.44% no ponto 681 e diminuiu 0.53% no ponto 315. Para o modelo 14BY a média nas três frequências aumentou 1.46% no ponto 681 e diminuiu 0.57% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) aumentou 1.17% no ponto 681 e

diminuiu 0.54% no ponto 315 para o modelo 14BX, e aumentou 1.47% no ponto 681 e diminuiu 0.07% no ponto 315 para o modelo 14BY.

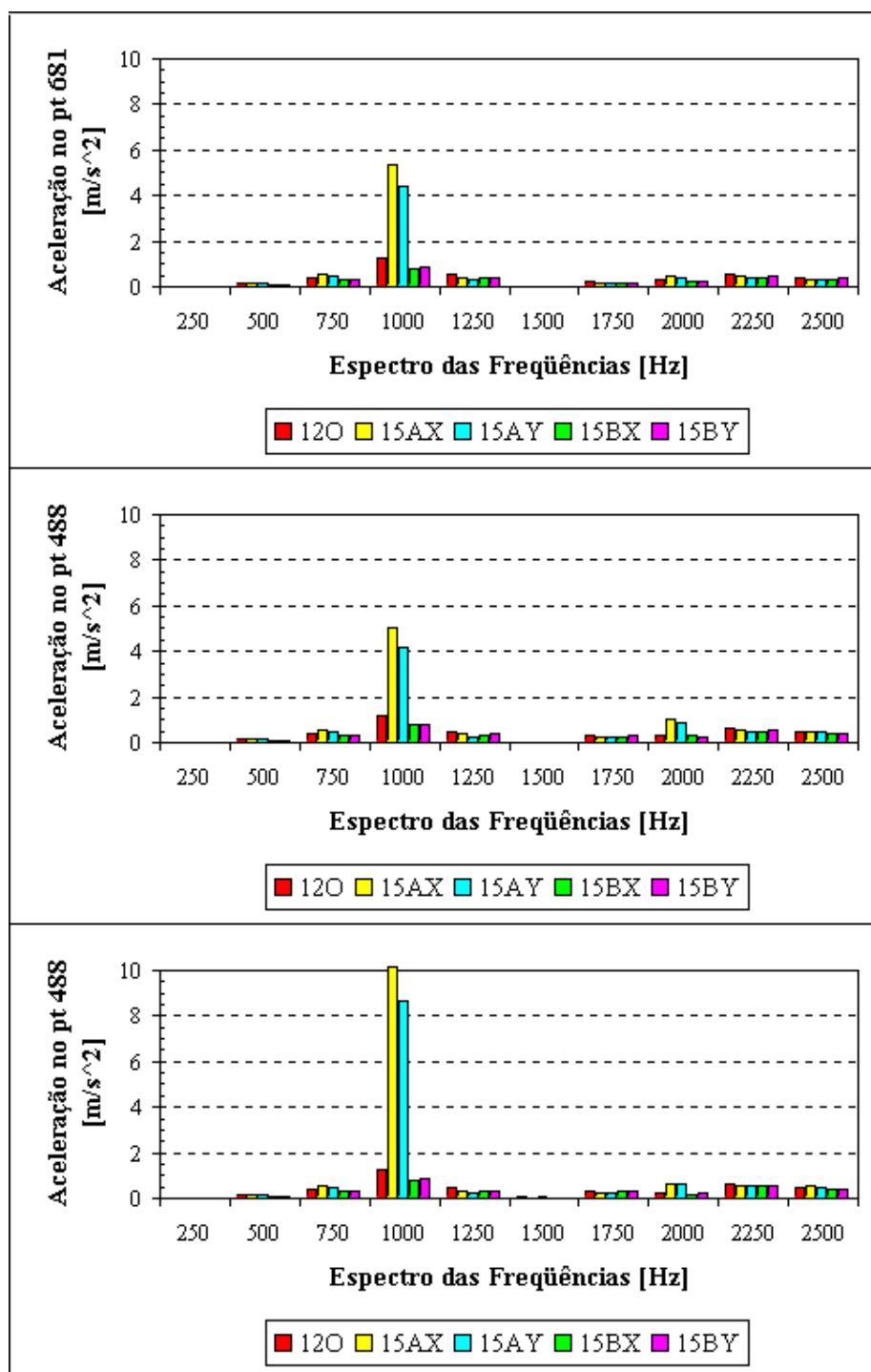


Fig. 4.29 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 5.

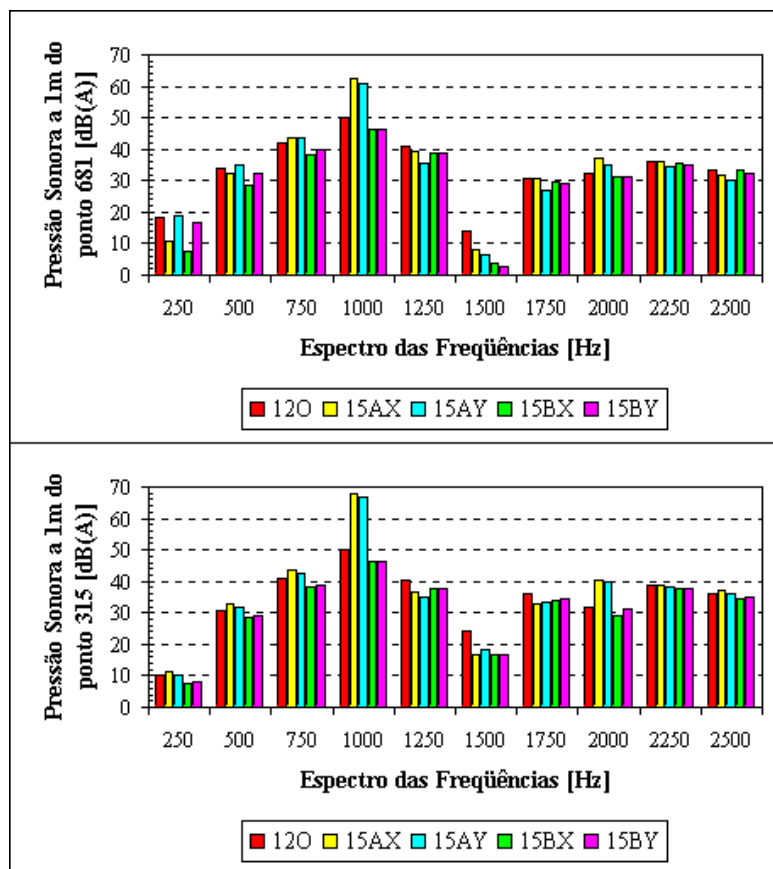


Fig. 4.30 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 5.

Pode-se constatar na figura 4.29 que os modelos 15BX (cor verde) e 15BY (cor rosa) apresentam diminuição na vibração em relação ao modelo original nos três pontos. A média aritmética da aceleração nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz diminuiu respectivamente: 31.0% e 27.7% no ponto 681; 31.5% e 28.2% no ponto 488; 31.0% e 28.3% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) diminuiu respectivamente: 26.6% e 22.4% no ponto 681; 23.5% e 21.3% no ponto 488; 26.0% e 21.9% no ponto 315. Estes resultados se devem a diminuição do espectro harmônico das forças e ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. Os modelos 15AX e 15AY tiveram um grande aumento devido à aproximação da frequência do 1º. modo (respectivamente, 1007.2 e 1008.0 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética.

Na figura 4.30 a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 15BX diminuiu 0.28% no ponto 681 e 0.51% no ponto 315. Para o modelo 15BY a média nas três frequências diminuiu 0.40% no ponto 681 e 0.65% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) diminuiu 0.19% no ponto 681 e 0.54% no ponto 315 para o modelo 15BX, e diminuiu 0.13% no ponto 681 e 0.26% no ponto 315 para o modelo 15BY.

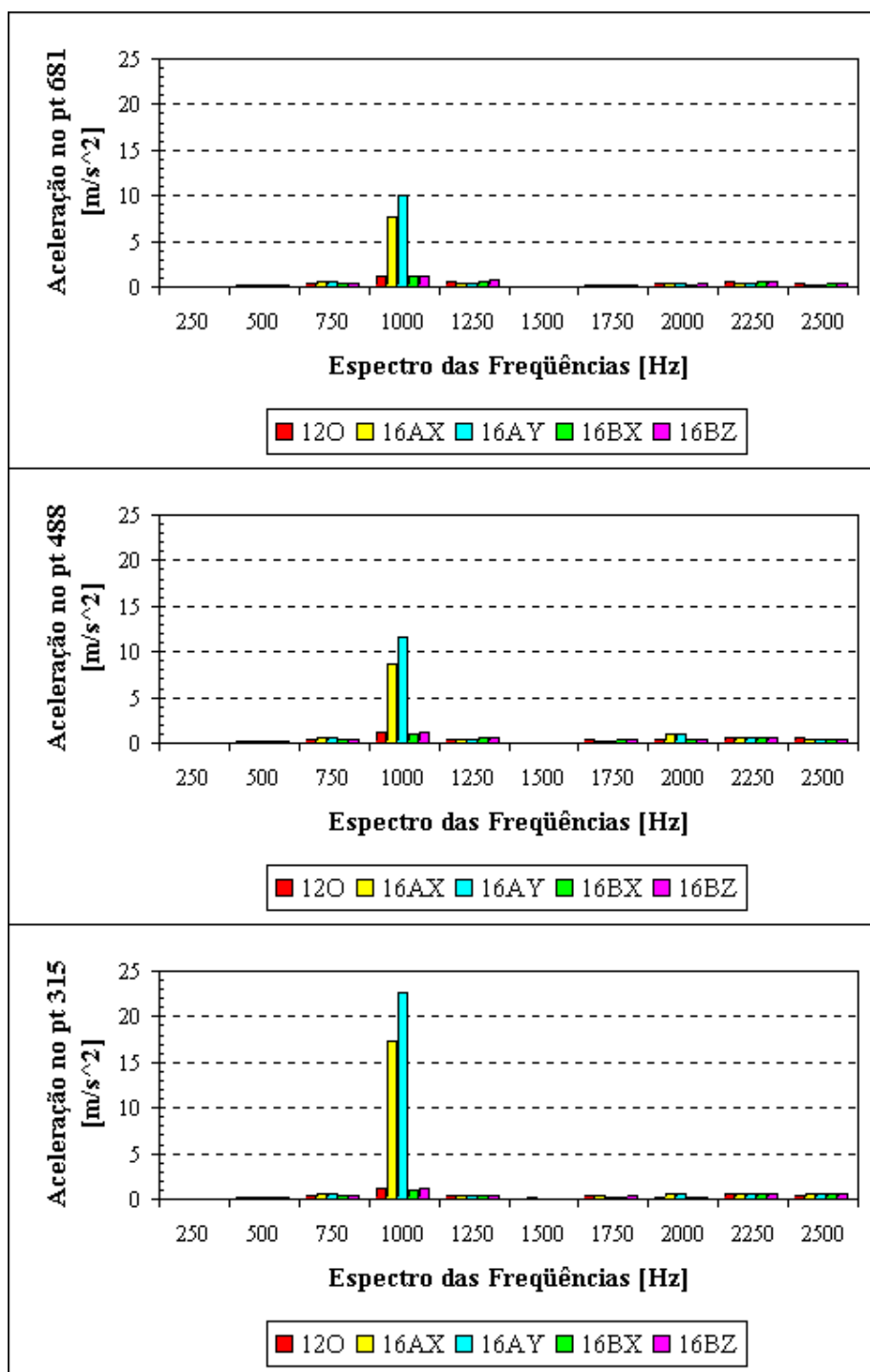


Fig. 4.31 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 6.

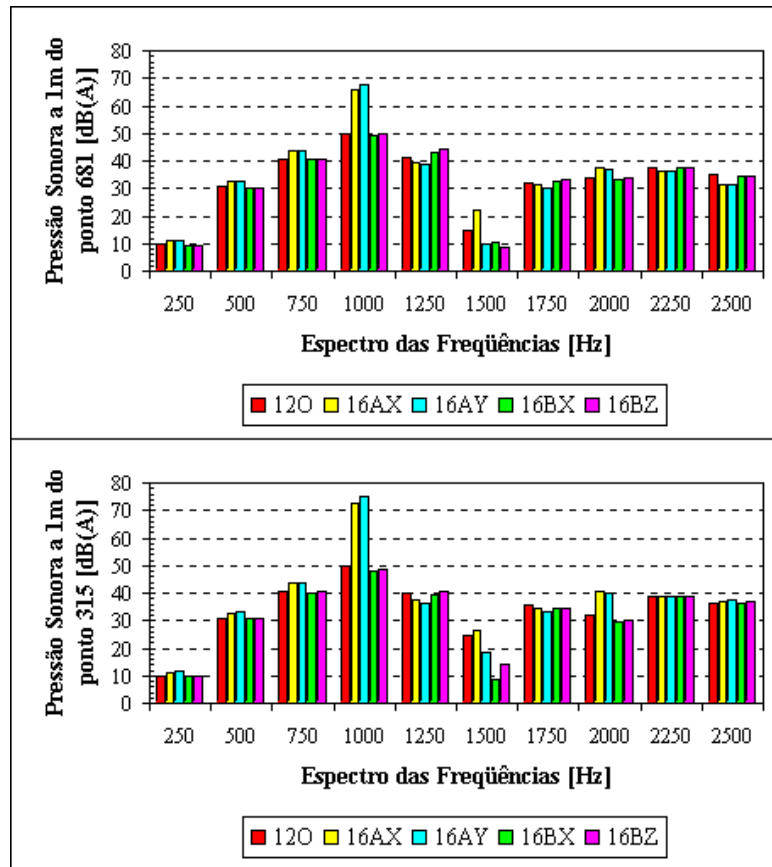


Fig. 4.32 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 6.

Pode-se constatar na figura 4.31 que os modelos 16BX (cor verde) e 16BZ (cor rosa) apresentam diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média aritmética da aceleração nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 16BX diminuiu 2.80% no ponto 681; 6.09% no ponto 488 e 13.6% no ponto 315; para o modelo 16BZ houve um aumento de 7.62% no ponto 681; 4.18% no ponto 488; e uma diminuição de 6.57% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) para o modelo 16BX diminuiu 3.06% no ponto 681; 0.60% no ponto 488; e 11.6% no ponto 315; para o modelo 16BZ houve um aumento de 4.08% no ponto 681; 3.38% no ponto 488 e uma diminuição de 6.49% no ponto 315. Estes resultados se devem ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. Os modelos 16AX e 16AY tiveram um grande aumento devido à aproximação da frequência do 1º. modo (respectivamente, 1003.8 e 1001.5 Hz) com a frequência de 1000Hz da força magnética.

Na figura 4.32 a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 16BX diminuiu 0.04% no ponto 681 e 2.43% no ponto 315. Para o modelo 16BY a média nas três frequências aumentou 1.84% no ponto 681 e diminuiu 0.79% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) diminuiu 0.55% no ponto 681 e 6.88% no ponto

315 para o modelo 16BX, e aumentou 0.79% no ponto 681 e diminuiu 4.12% no ponto 315 para o modelo 16BY.

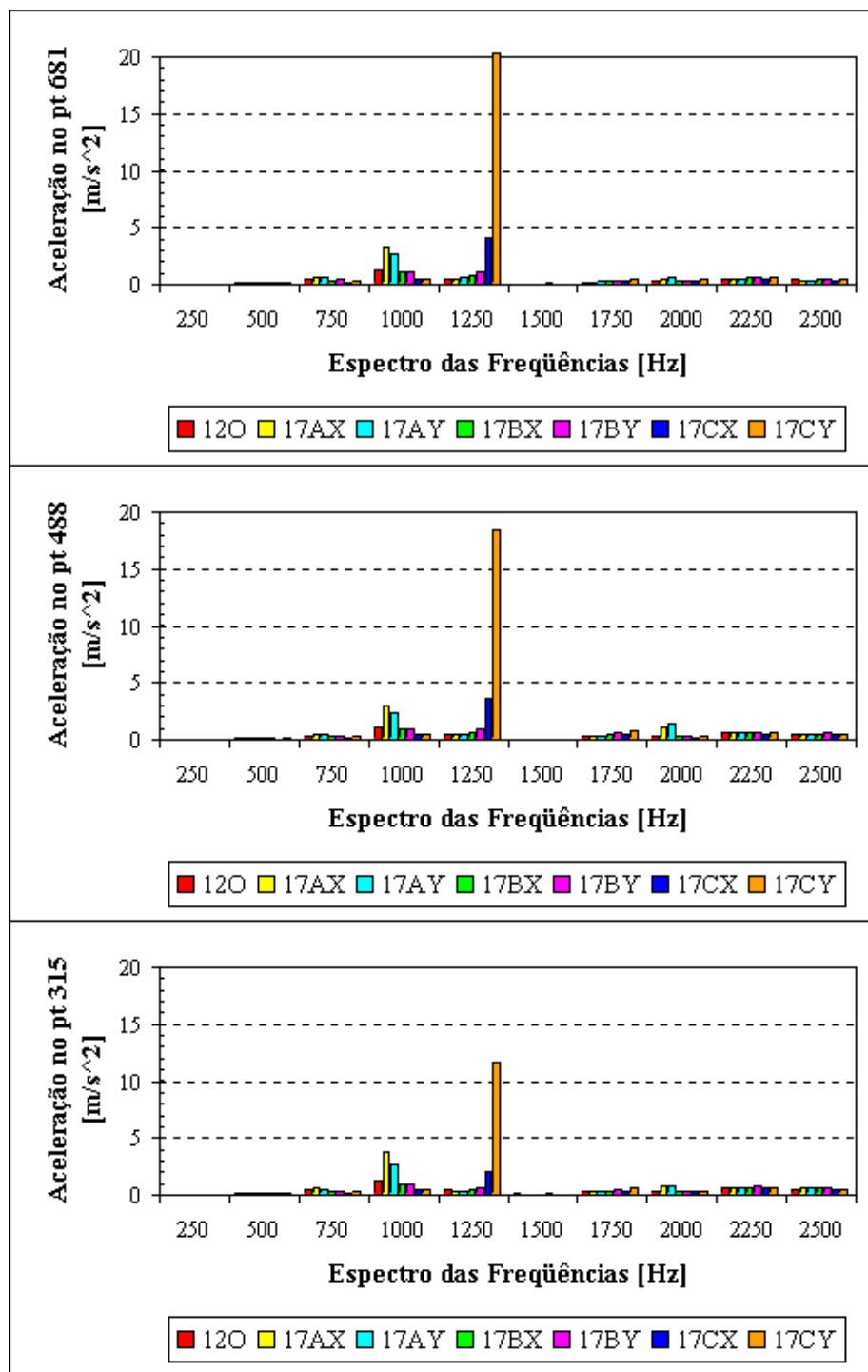


Fig. 4.33 – Vibração obtida em três pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 7.

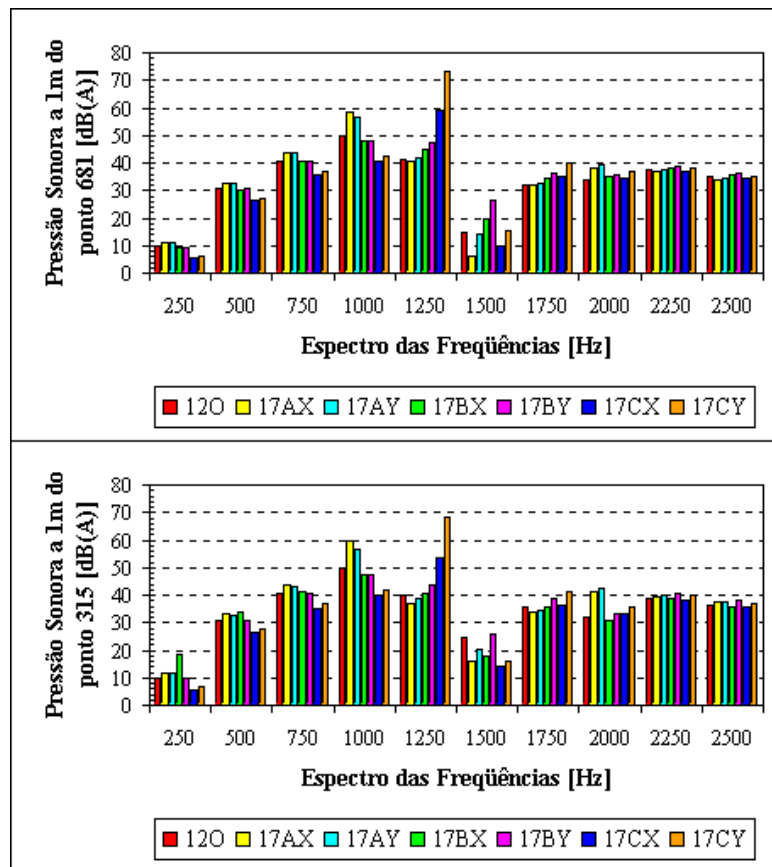


Fig. 4.34 – Ruído obtido a um metro de dois pontos da carcaça a partir da aplicação dos respectivos arquivos de forças ao estator 7.

Pode-se constatar na figura 4.33 que os modelos 17BX (cor verde) e 17BY (cor rosa) apresentam diminuição na vibração em relação ao modelo original. A média das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz aumentou respectivamente: 2.12% e 14.2% no ponto 681; 0.89% e 12.5% no ponto 488; e diminuiu 13.7% e 5.7% no ponto 315. A média em todas as frequências (geral) aumentou respectivamente: 6.85% e 20.3% no ponto 681; 5.73% e 17.0% no ponto 488; diminuiu 4.24% e aumentou 7.11% no ponto 315. Estes resultados se devem ao aumento das frequências naturais em relação às frequências naturais do modelo original. Os modelos 17CX e 17CY tiveram um grande aumento devido à aproximação da frequência do 2º. modo (respectivamente, 1236.6 e 1249.9 Hz) com a frequência de 1250Hz da força magnética.

Na figura 4.34 a média aritmética da pressão sonora nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz para o modelo 17BX aumentou 1.24% no ponto 681 e diminuiu 1.6% no ponto 315. Para o modelo 17BY a média nas três frequências aumentou 3.17% no ponto 681 e 0.38% no ponto 315. A média aritmética em todas as frequências (geral) aumentou 2.0% no ponto 681 e diminuiu 1.61% no ponto 315 para o modelo 16BX, e aumentou 4.22% no ponto 681 e 2.64% no ponto 315 para o modelo 17BY.

4.5.4. – Conclusão da Etapa 3

Nesta terceira etapa, vimos que alterações na coroa do estator e/ou na forma do dente do estator modificam significativamente a rigidez mecânica da estrutura. Os resultado disto é o aumento ou a diminuição das frequências naturais do estator. Nesta etapa, o comportamento do espectro das forças magnéticas e a alteração nas frequências naturais são muito importantes na determinação do efeito da vibração sobre determinado modelo. O deslocamento das frequências pode ser benéfico e assim contribuir na diminuição das vibrações e conseqüentemente o ruído. Ou ser prejudicial, pois a aproximação de determinadas frequências naturais das frequências das forças provoca a elevação dos níveis de vibração e ruído. No transcorrer desta etapa ocorreram casos de diminuição e aumento nos níveis de vibração e ruído resultantes respectivamente do afastamento e da aproximação entre as referidas frequências e também devido ao efeito do espectro harmônico das forças magnéticas.

4.6. – ETAPA 4: COMPORTAMENTO DOS MELHORES CASOS DA ETAPA 3

O objetivo desta etapa é destacar os doze melhores modelos obtidos na etapa anterior, ou seja, propiciar uma visão mais clara dos melhores resultados obtidos por cada um dos sete modelos de estator do ponto de vista vibracional e acústico.

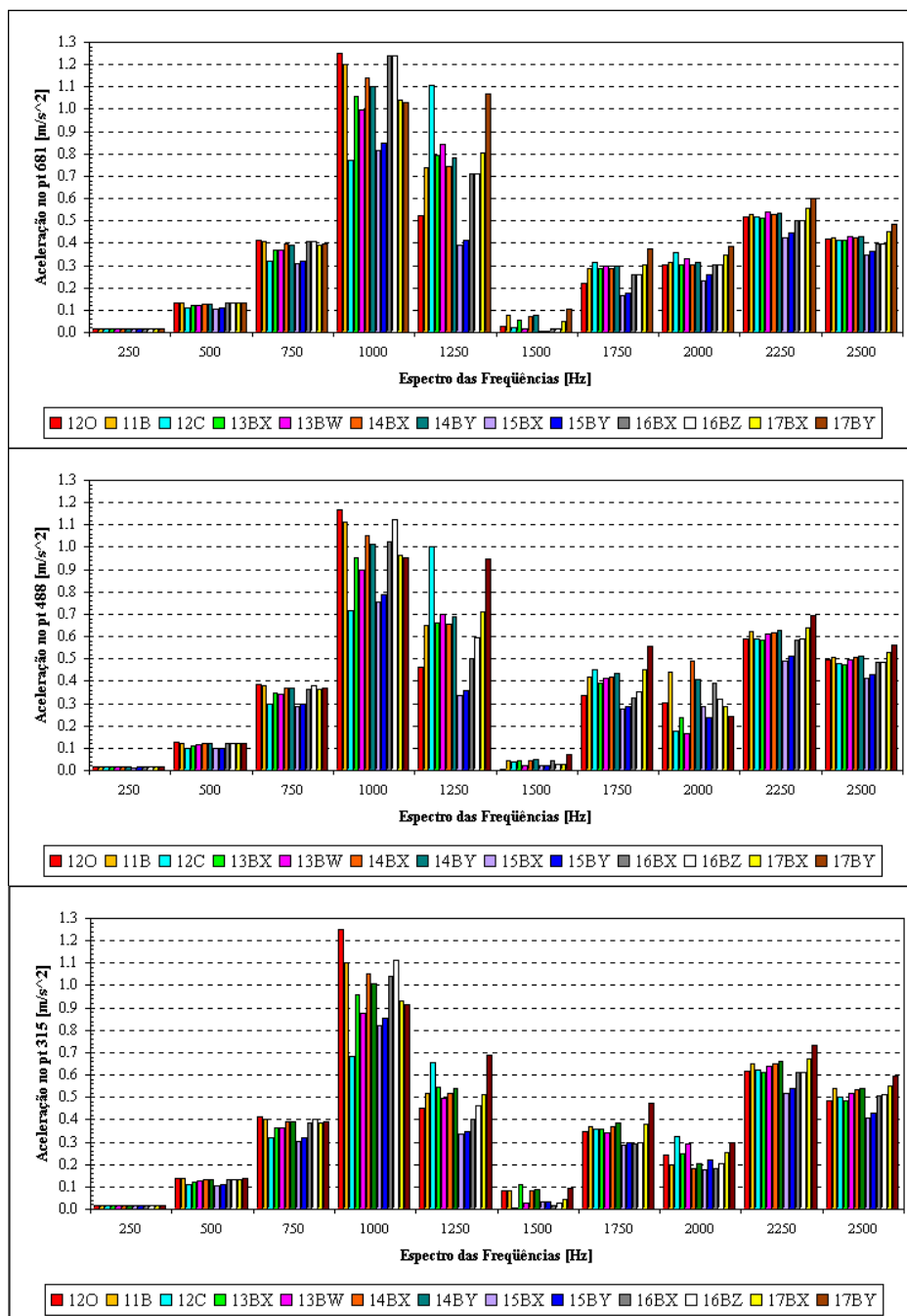


Fig. 4.35 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 3.

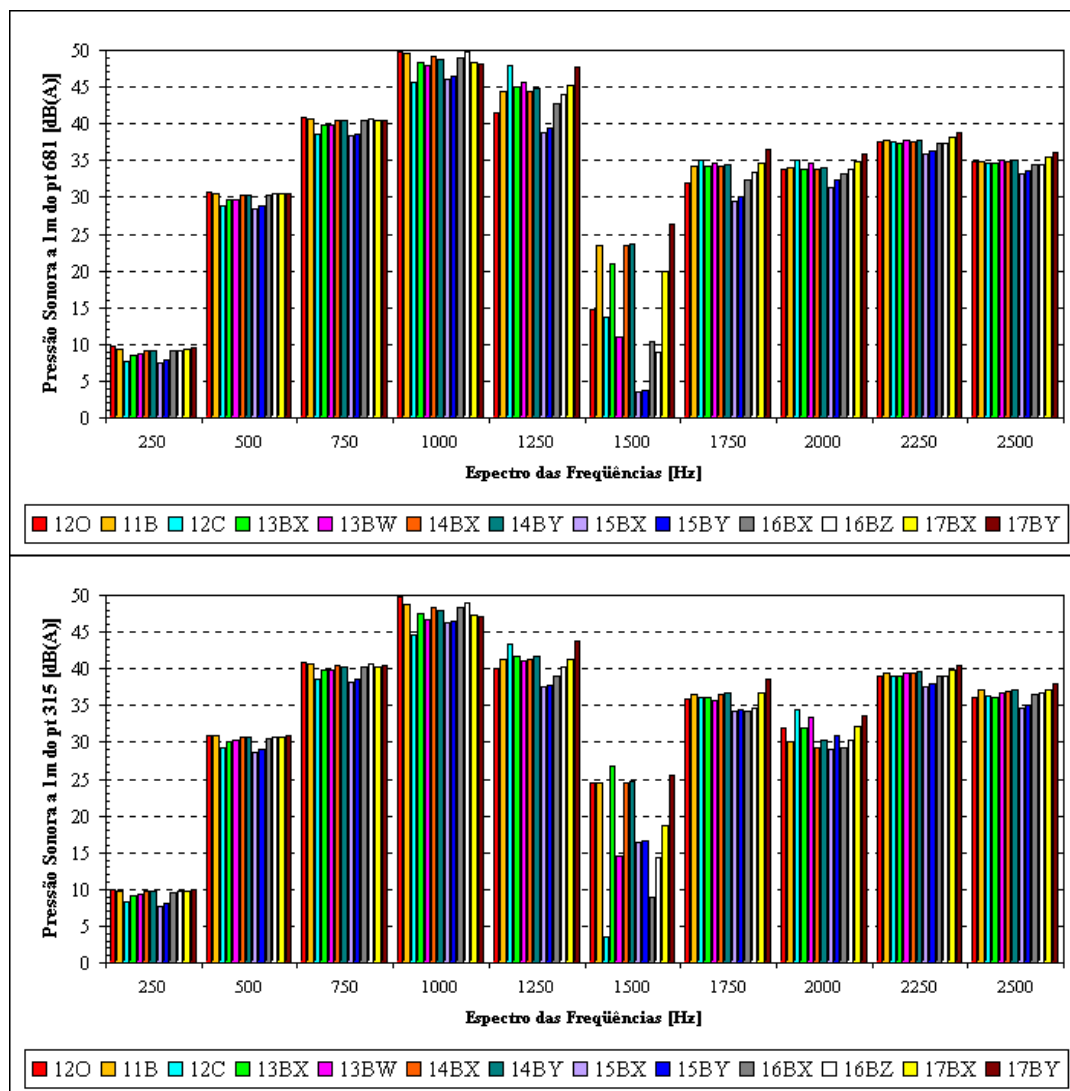


Fig. 4.36 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 3.

Partimos com trinta e três modelos na etapa 3. Após selecionarmos os modelos que apresentaram reduções tanto nos aspectos vibracional quanto acústico, reduzimos este número para doze modelos (etapa 4). O próximo passo consiste em reduzirmos ainda mais o número de modelos. Para isto vamos selecionar os casos que mais se destacaram nesta etapa e a partir destes criar novos modelos com alterações geométricas ainda menores. A intenção é reduzir na medida do possível o elevado número inicial de modelos a um ou dois modelos que atendam as exigências impostas no capítulo 2.

4.7. – ETAPA 5: COMPORTAMENTO DOS MELHORES CASOS DA ETAPA 4

O objetivo desta etapa é fazer uma busca mais apurada em torno dos melhores modelos obtidos na Etapa 4.

Dos doze modelos apresentados na Etapa 4, três se destacam. São os modelos 12c, 13bx e 13bw.

A partir destes são criados mais cinco modelos com variações acima e abaixo do valor inicial de cada modelo, ou seja, 12c1, 12c e 12c2, 13bx1, 13bx e 13bx2, 13bw e 13bw2 (o significado destas nomenclaturas e das demais estão no item LISTAS DE SIGLAS, ABREVIATURAS E SÍMBOLOS).

Ao final são apresentados um ou dois modelos para posterior fabricação.

4.7.1. – Cálculo das Grandezas Eletromagnéticas

A seguir são apresentados os resultados obtidos para o Torque Médio, a Força Tangencial Média e a Força Radial Média. Estes valores são obtidos na fonte 4 do motor para as diferentes variações do estator.

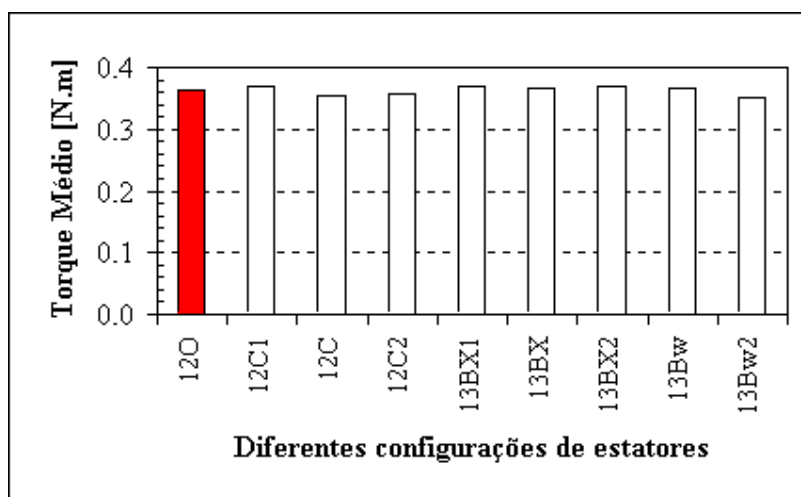


Fig. 4.37 – Variação do Torque Médio na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

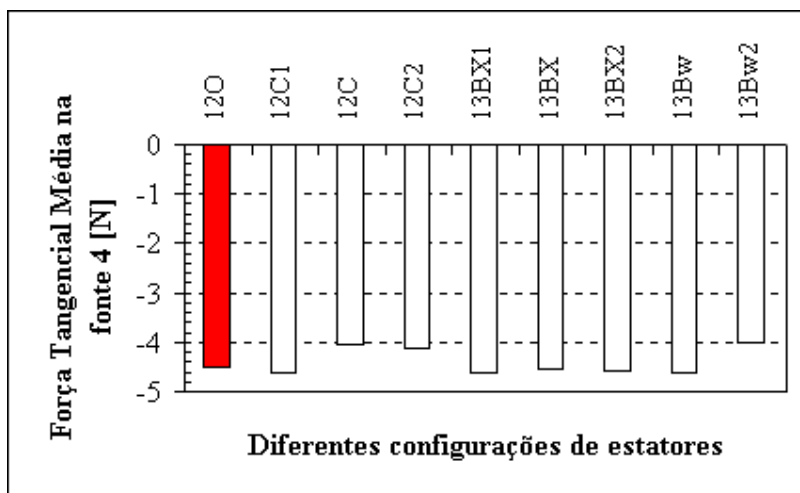


Fig. 4.38 – Variação da Força Tangencial Média na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

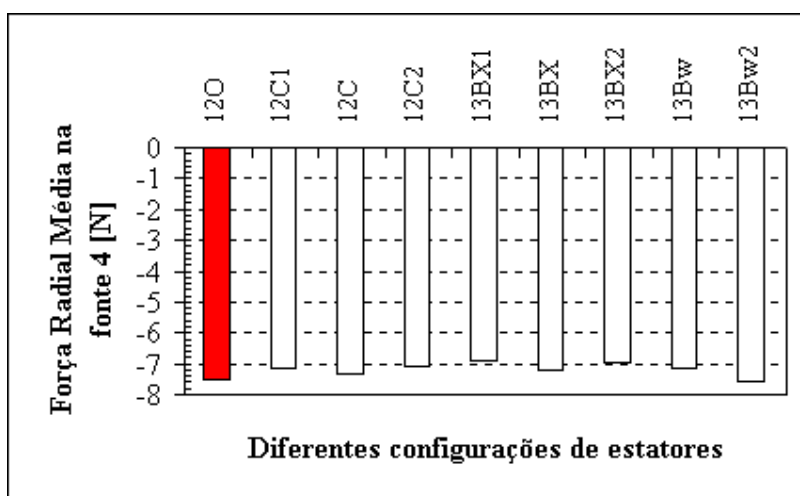


Fig. 4.39 – Variação da Força Radial Média na fonte 4 para diferentes configurações de estatores.

Como se pode observar, em todos os casos, a variação no torque é pequena em relação à referência, maior variação ocorre no modelo 13BW2 (-3.88%) e a menor variação ocorre com o modelo 13BX (+0.60%). Para a força tangencial a oscilação varia entre +1.09% (modelo 13BX) e -10.70% (modelo 13BW2). Para força radial a oscilação varia entre +0.70% (modelo 13BW2) e -8.13% (modelo 13BX1). Para todos os modelos desta etapa a variação das forças está dentro do limite de $\pm 10\%$ imposto no capítulo 2 em virtude da pouca variação da malha em volta dos dentes do estator.

4.7.2. – Cálculo da Resposta Natural

Na Tabela 4.9, são apresentadas as respectivas frequências naturais em Hertz de cada um dos nove modelos (incluindo a referência).

Tabela 4.9 – Frequências naturais das variações do estator 2 e 3.

	T2o	T2c1	T2c	T2c2	T3bx1	T3bx	T3bx2	T3bw	T3bw2
1 ^a .	1094.2	1131.2	1168.3	1204.7	1116.7	1121.4	1127.0	1132.5	1128.7
2 ^a .	1116.4	1150.5	1183.4	1215.0	1140.1	1143.8	1148.0	1152.6	1157.5
3 ^a .	1350.5	1356.8	1364.6	1375.1	1356.0	1354.6	1355.2	1355.8	1358.3
4 ^a .	1717.8	1722.2	1726.4	1730.3	1721.1	1721.6	1722.9	1723.6	1723.4
5 ^a .	2018.3	2027.7	2035.8	2044.1	2019.0	2021.3	2023.5	2025.6	2025.2
6 ^a .	2178.7	2182.9	2186.6	2191.6	2185.4	2186.1	2186.3	2186.6	2187.2
7 ^a .	2879.4	2975.1	3071.7	3169.0	2947.7	2959.9	2973.5	2987.4	2989.6
8 ^a .	3056.1	3147.3	3239.8	3334.4	3120.4	3132.0	3145.1	3159.1	3162.1
9 ^a .	4328.1	4476.3	4625.2	4775.8	4486.5	4505.4	4526.2	4546.9	4547.0

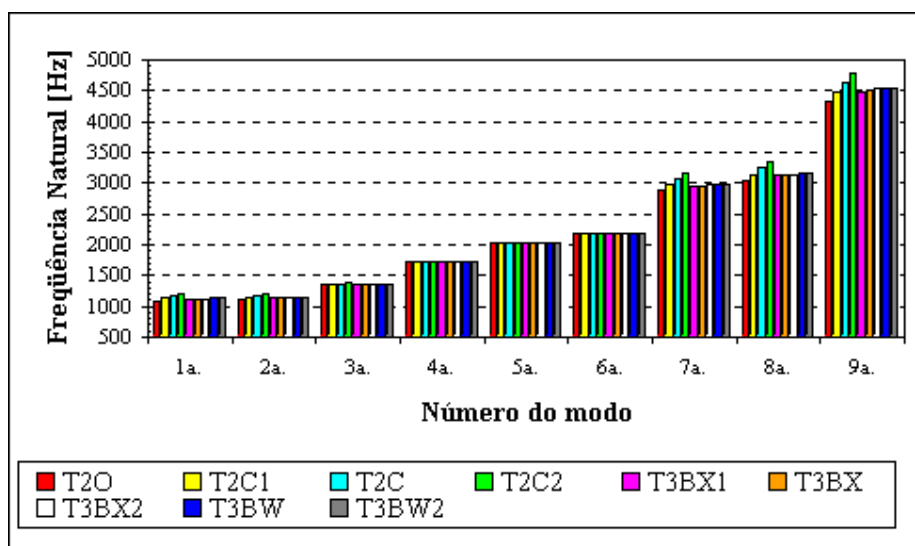


Fig. 4.40 – Representação gráfica da Tabela 4.9.

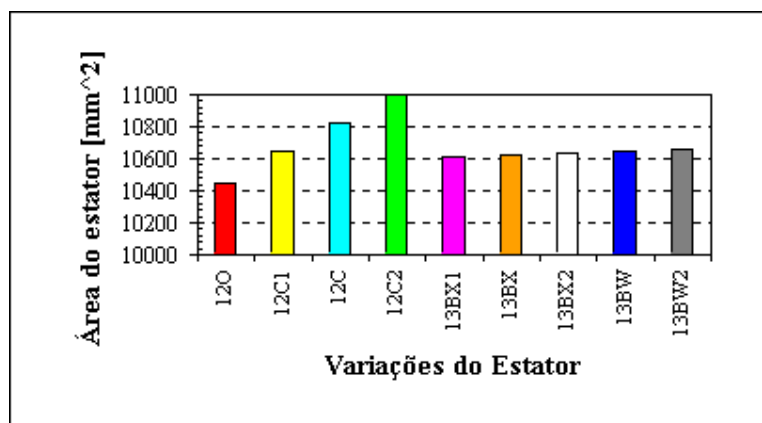


Fig. 4.41 – Variação da Área dos diferentes estatores.

4.7.3. – Cálculo da Resposta Forçada

A seguir são apresentados os resultados das vibrações e do ruído acústico para as novas formas do estator.

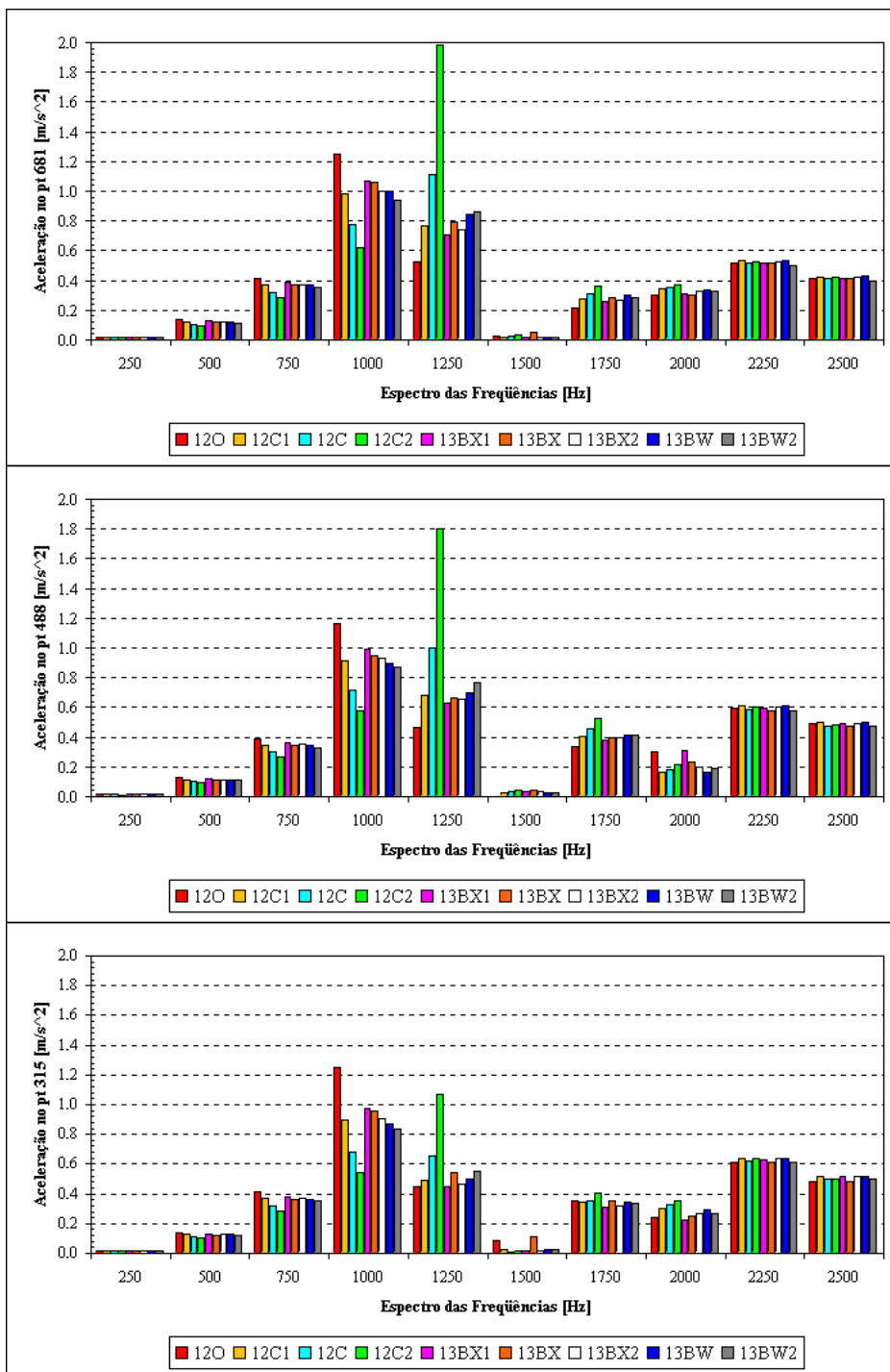


Fig. 4.42 – Comportamento da aceleração em três pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 4.

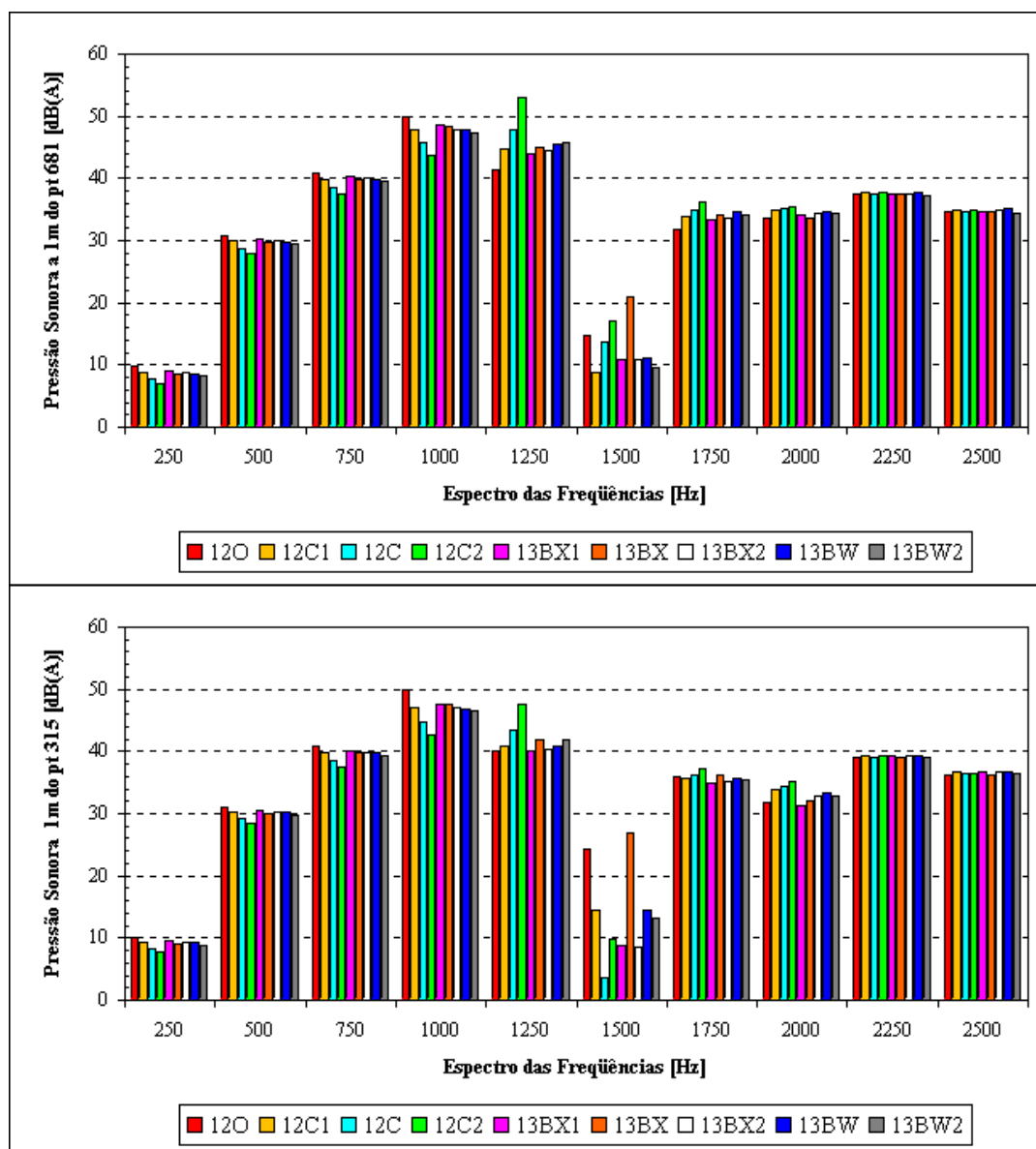


Fig. 4.43 – Comportamento do ruído em dois pontos da carcaça para os melhores modelos obtidos na etapa 4.

4.7.4. – Conclusão da Etapa 5

Da observação dos gráficos das figuras 4.42 e 4.43, chegamos a dois modelos, 12C1 e 13BX2, com alterações nas características eletromagnéticas de acordo com o estabelecido no Capítulo 2, ou seja, variações de mais ou menos dez por cento. Os resultados são apresentados na Tabela 4.10. Nela está o fluxo, a densidade de corrente (inalterada para todos os casos), a indutância, o torque, a força tangencial e a força radial; todas estas grandezas são valores médios. É apresentada também a variação na área do estator para cada modelo. A diferença percentual indica a variação das grandezas de cada um dos dois modelos modificados em relação ao modelo original.

Tabela 4.10 – Comportamento das grandezas eletromagnéticas para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

Fonte 4	12O	12C1	dif.%	13BX2	dif.%
Fluxo [Wb]:	0.00564	0.00544	-3.55	0.00541	-4.07
Dens J [Ae/mm ²]:	173.774	173.774	0.00	173.774	0.00
Indutância [H]:	2.4451	2.2763	-6.90	2.2829	-6.63
Torque [N.m]	0.3648	0.3691	1.18	0.3703	1.50
F.Tangencial [N]:	-4.4923	-4.6263	2.98	-4.5944	2.27
F.Radial [N]:	-7.5211	-7.1350	-5.13	-6.9553	-7.52
Área Estator [mm ²]:	10450.9	10652.8	1.93	10633.3	1.74

Na Tabela 4.11 é apresentado o comportamento das vibrações em três pontos da carcaça. Como se observa, os dois modelos finais possuem comportamentos semelhantes (diminuição nos níveis de aceleração) tanto na análise das médias das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250 Hz (M3) quanto na média das acelerações em todas as frequências (MG).

Tabela 4.11 – Comportamento da vibração (aceleração em m/s²) em três pontos da carcaça para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

	12O	12C1		13BX2		12O	12C1		13BX2		12O	12C1		13BX2	
Freq	681x	681x	dif.%	631x	Dif.%	488y	488y	Dif.%	438y	dif.%	315x	315x	dif.%	265x	dif.%
250	0.0186	0.0168	-9.77	0.169	-8.93	0.0174	0.0158	-9.50	0.0159	-8.87	0.0191	0.0178	-6.80	0.0179	-6.22
500	0.1344	0.1223	-8.99	0.1235	-8.14	0.1262	0.1150	-8.88	0.1160	-8.15	0.1371	0.1273	-7.19	0.1281	-6.59
750	0.4111	0.3694	-10.15	0.3731	-9.25	0.3857	0.3465	-10.17	0.3494	-9.41	0.4108	0.3667	-10.72	0.3694	-10.08
1000	1.2518	0.9836	-21.43	0.9995	-20.2	1.1662	0.9146	-21.57	0.9274	-20.5	1.2529	0.8925	-28.76	0.9039	-27.86
1250	0.5257	0.7637	45.28	0.7413	41.01	0.4643	0.6827	47.05	0.6593	42.01	0.4510	0.4909	8.87	0.4658	3.29
1500	0.0271	0.0136	-49.9	0.0176	-35.1	0.0039	0.0258	561.7	0.034	774.4	0.00831	0.0261	-68.60	0.0133	-84.01
1750	0.2194	0.2786	27.00	0.2670	21.70	0.3334	0.4047	21.40	0.3939	18.16	0.3495	0.3445	-1.42	0.3227	-7.66
2000	0.3035	0.3465	14.16	0.3293	8.50	0.3013	0.1639	-45.60	0.1984	-34.2	0.2447	0.3058	24.98	0.2700	10.36
2250	0.5164	0.533	3.23	0.5234	1.36	0.5913	0.6081	2.84	0.6022	1.85	0.6148	0.6400	4.09	0.6341	3.14
2500	0.4161	0.4254	2.24	0.4188	0.65	0.4942	0.4988	0.94	0.4937	-0.09	0.4852	0.5172	6.60	0.5176	6.69
M3	0.730	0.706	-3.29	0.705	-3.42	0.672	0.648	-3.59	0.645	-3.97	0.705	0.583	-17.23	0.580	-17.76
MG	0.382	0.385	0.76	0.381	-0.36	0.388	0.378	-2.78	0.379	-2.41	0.405	0.373	-7.89	0.364	-10.0

Tabela 4.12 – Comportamento do ruído (pressão sonora em dB (A)) em dois pontos da carcaça para os modelos: 12O (original), 12C1 e 13BX2.

	12O	12C1		13BX2		12O	12C1		13BX2	
Freq	681x	681x	Dif.%	631x	Dif.%	315x	315x	dif.%	265x	Dif.%
250	9.7228	8.8300	-9.18	8.9099	-8.36	9.9732	9.3614	-6.13	9.4155	-5.59
500	30.7490	29.9304	-2.66	30.0112	-2.40	30.9214	30.2730	-2.10	30.3292	-1.92
750	40.8364	39.9063	-2.28	39.9932	-2.06	40.8290	39.8437	-2.41	39.9059	-2.26
1000	49.8859	47.7946	-4.20	47.9306	-3.92	49.8937	46.9478	-5.90	47.0574	-5.58
1250	41.4559	44.6999	7.83	44.4409	7.20	40.1235	40.8616	1.84	40.4051	0.70
1500	14.6902	8.6866	-40.87	10.9390	-25.53	24.4215	14.3601	-41.20	8.4967	-65.21
1750	31.8697	33.9460	6.52	33.5752	5.35	35.9146	35.7899	-0.35	35.2220	-1.92
2000	33.7393	34.8898	3.41	34.4478	2.10	31.8685	33.8053	6.08	32.7249	2.69
2250	37.4805	37.7569	0.74	37.5982	0.31	38.9964	39.3448	0.89	39.2650	0.69
2500	34.7773	34.9697	0.55	34.8339	0.16	36.1112	36.6667	1.54	36.6735	1.56
M3	44.059	44.133	0.17	44.122	0.14	43.615	42.551	-2.44	42.456	-2.66
MG	32.521	32.141	-1.17	32.268	-0.78	33.905	32.725	-3.48	31.949	-5.77

Na Tabela 4.12 é apresentado o comportamento do ruído em dois pontos da carcaça. Aqui também há uma semelhança tanto nos resultados obtidos na análise das médias das pressões sonoras nas três frequências (M3) quanto na média geral de todas as frequências (MG).

No final das Tabelas 4.11 e 4.12 são apresentadas as diferenças percentuais das médias da aceleração e da pressão sonora em relação à referência (em negrito), evidenciando a melhora nos resultados obtidos pelos modelos 12C1 e 12BX2.

4.8. – Conclusão

Iniciamos este capítulo observando que variações na forma do rotor pouco afetam as características mecânicas.

A seguir, verificamos o comportamento da variação dos parâmetros que caracterizam o rotor (Rsh, R0 e β_r), e concluímos que alterações no raio do eixo do rotor (Rsh) e raio da coroa do rotor (R0) no pouco afetam nos níveis de vibração, ruído e nas grandezas eletromagnéticas. Por outro lado, alterações no arco polar do rotor provocam alterações nas grandezas eletromagnéticas e mecânicas.

Na etapa seguinte, das conclusões anteriores decidimos não alterar o rotor, ou seja, para todos os novos modelos é utilizado o rotor com a forma e os dados geométricos originais. A partir de sete modelos de estator foram criados trinta e três modelos diferentes do estator. De acordo com a metodologia do Capítulo 2, após a análise dos resultados

eletromagnéticos e mecânicos de cada modelo, este número baixou para doze modelos. A seguir, observamos os três melhores casos e criamos, a partir destes, oito novos modelos. Finalmente, chegamos a dois modelos cujas grandezas eletromagnéticas e mecânicas estão de acordo com a metodologia utilizada nesta tese. A figura 4.44 apresenta um resumo através da carta de fluxo das etapas do processo de pesquisa dos novos MRCs modificados.

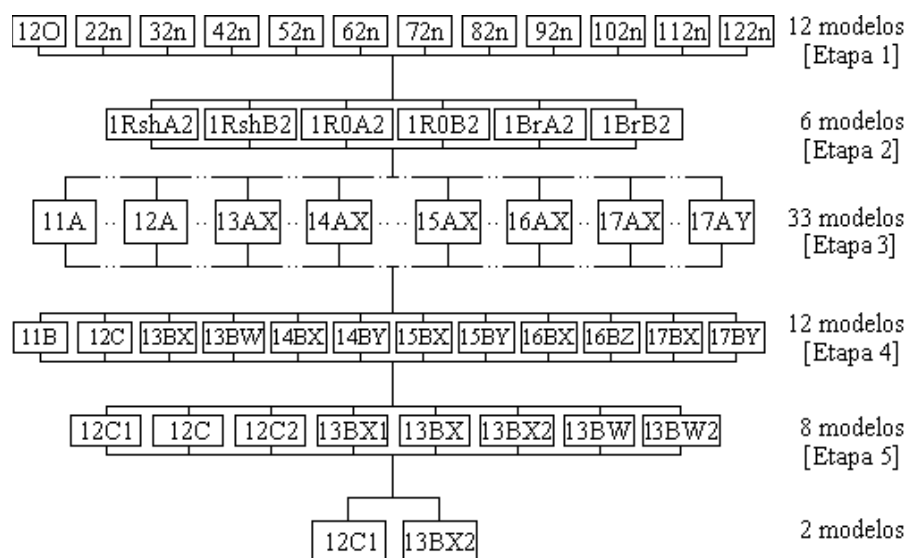


Fig. 4.44 – Resumo das etapas para obtenção dos modelos modificados.

A figura 4.45 representa o rotor original, a figura 4.46 representa o estator original (12O), a figura 4.47 representa o estator 12c1 e a figura 4.48 representa o estator 13bx2.

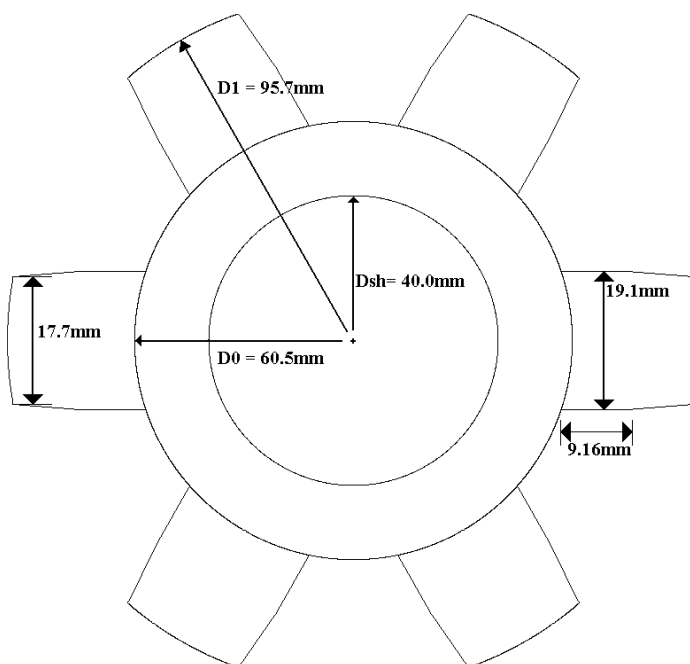


Fig. 4.45 – Rotor original com os dados dos diâmetros e do detalhe do dente.

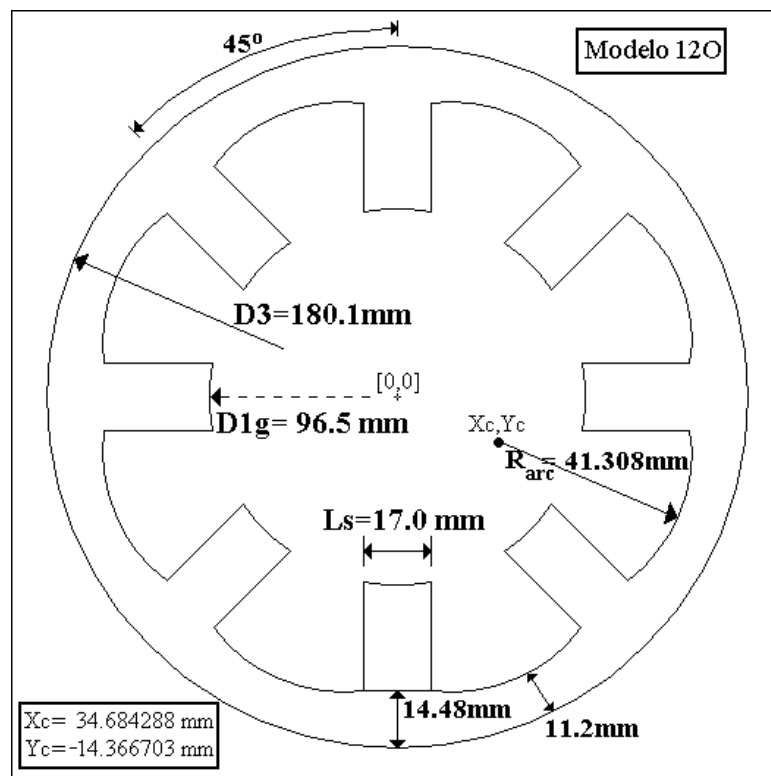


Fig. 4.46 – Modelo do estator original.

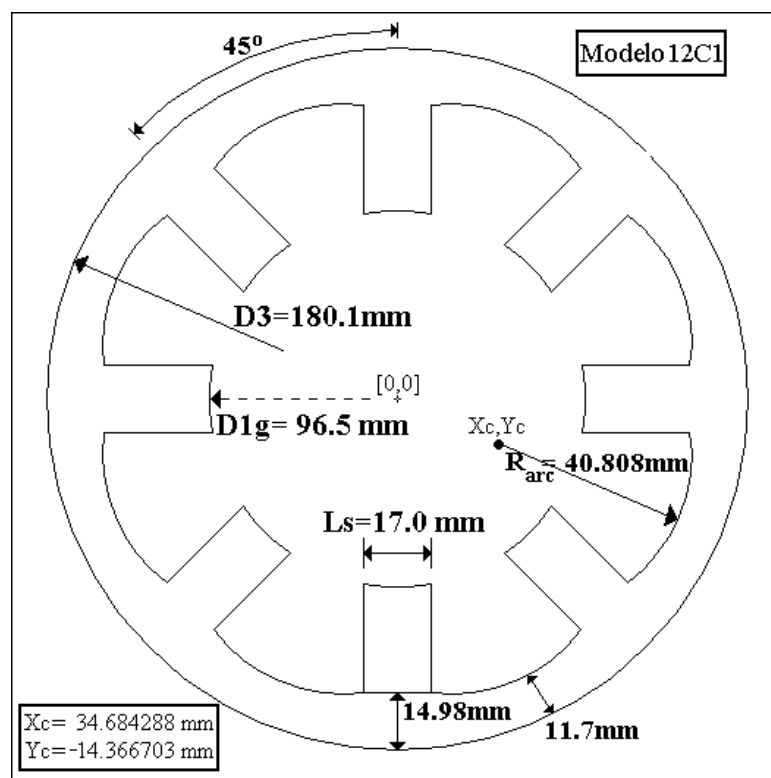


Fig. 4.47 – Modelo do estator modificado 12C1.

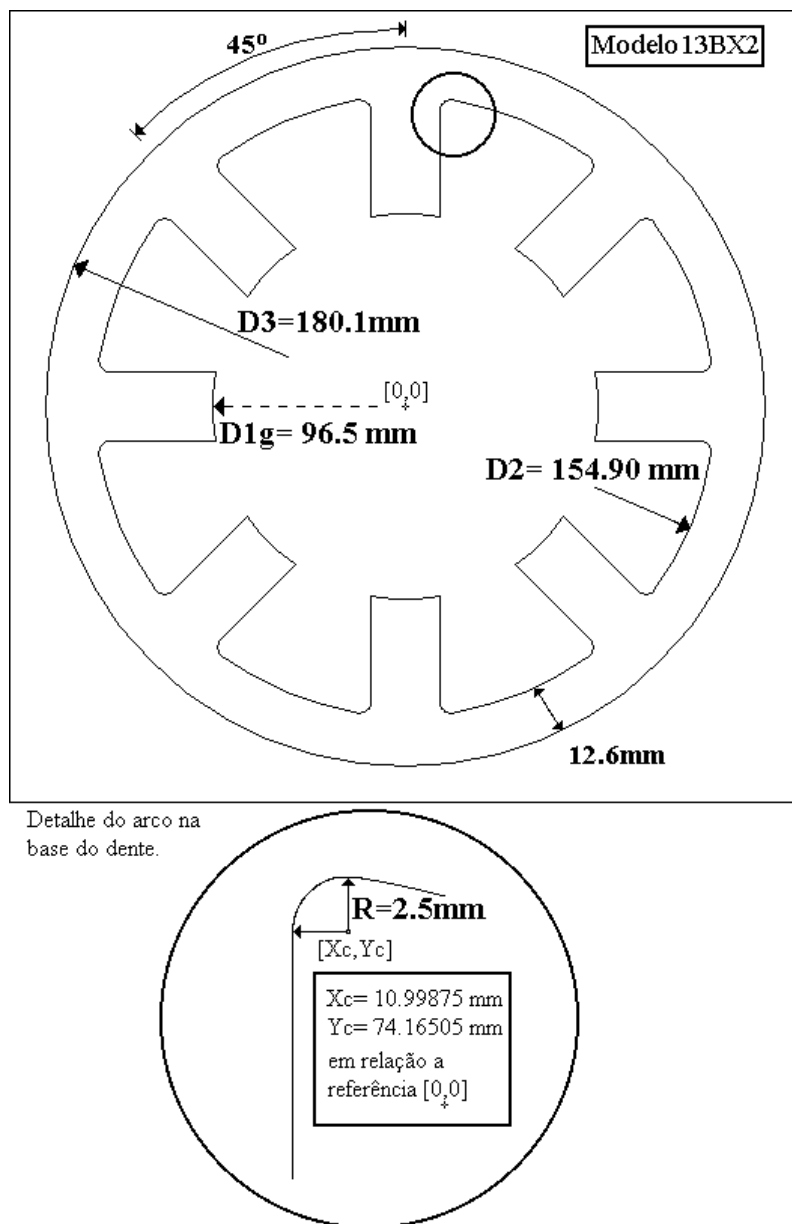


Fig. 4.48 – Modelo do estator modificado 13BX2.

A próxima etapa consiste na escolha, confecção do motor com o novo estator e os testes para comprovação da metodologia utilizada até aqui.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1. – Introdução

Neste capítulo um dos dois modelos obtidos no capítulo anterior é construído. São realizados ensaios experimentais de vibração e ruído, e os resultados são comparados com os resultados experimentais do modelo original a fim de validar a metodologia do Capítulo 2.

5.2. – Considerações Iniciais

Dos dois modelos obtidos no capítulo anterior, 12C1 e 13BX2, por questões relativas ao tempo e também custos, apenas um pode ser escolhido para ser fabricado com o auxílio da WEG S.A.

Vimos que dentre os cinquenta e cinco modelos pesquisados, os dois modelos finalistas foram os que mais se destacaram do ponto de vista eletromagnético e mecânico. Além dos resultados obtidos na simulação, existe um fator de ordem construtiva que qualifica a construção do protótipo: a área disponível para inserção das bobinas, que para o caso 13BX2 é menor. Isto dificulta bastante o encaixe das bobinas, uma vez que este processo é manual. Do exposto anteriormente, o modelo 12C1 apesar de apresentar resultados nas simulações ligeiramente maiores que aqueles obtidos com o modelo 13BX2, apresenta uma área disponível para inserção das bobinas semelhante ao modelo original. Assim, o modelo escolhido para ser fabricado e testado é o modelo 12C1. Na etapa de simulação, este modelo apresentou diminuição tanto nos pontos de medição da vibração quanto nos pontos de medição do ruído; tanto na média dos valores nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz, quanto na média dos valores em todo o espectro.

Na figura 5.1, é apresentado o desenho da chapa do estator 12C1 com todas as dimensões necessárias para o posterior corte. O processo de fabricação do motor é descrito em detalhes no Anexo 5, e foi efetuado pela WEG S.A.

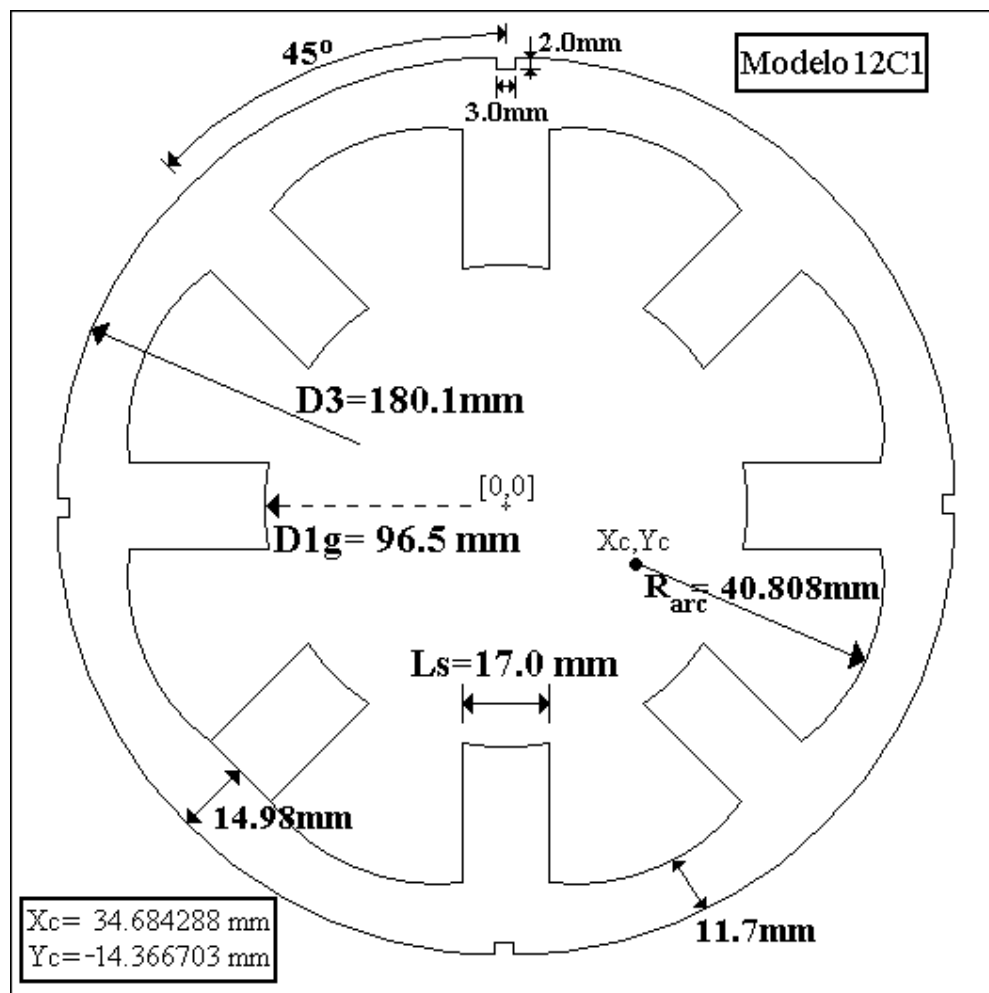


Fig. 5.1 – Modelo do estator escolhido para ser fabricado, com suas dimensões.

As condições de ensaio tanto para vibração quanto para o ruído são as seguintes: motor sem carga; tensão de alimentação de 395V/60Hz; e velocidade de 2508 rpm.

5.3. – Corrente no Enrolamento do MRC

Como a WEG não possui os equipamentos adequados para a medição das forças magnéticas para o motor de relutância chaveado, restou nos observar o comportamento da corrente nos enrolamentos da fase 1 para o modelo original (figura 5.2) e para o novo motor (figura 5.3). A análise é feita com o auxílio do analisador de espectros HP-3560A – DYNAMIC SIGNAL ANALYZER e uma ponteira de corrente.

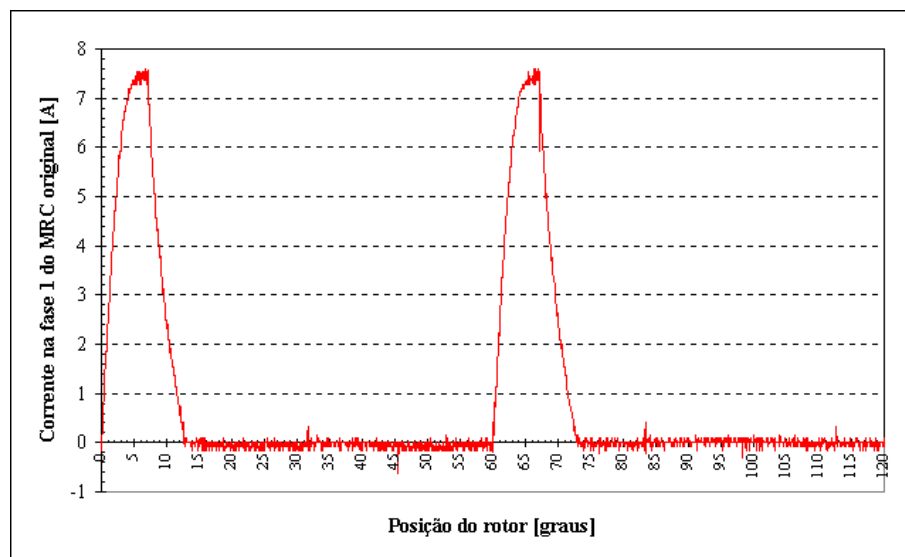


Fig. 5.2 – Comportamento da corrente na fase 1 do motor 12O (original).

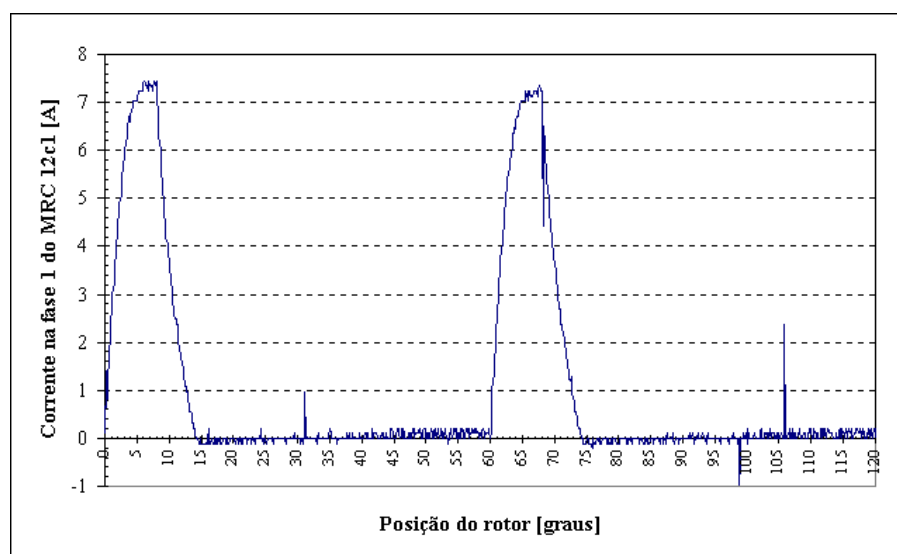


Fig. 5.3 – Comportamento da corrente na fase 1 do motor 12C1.

Tabela 5.1 – Comportamento dos ângulos de chaveamento da fase 1.

Fase 1 (pulso 2)	Teta ON	Teta OFF	Ângulo de Extinção	Ângulo de Condução
12O	60.01°	67.17°	73.56°	13.54°
12C1	60.19°	68.14°	74.40°	14.21°
Dif.Perc:	0.30%	1.44%	1.15%	4.92%

Inicialmente, constamos visualmente a semelhança entre as figuras 5.2 e 5.3. Ao observarmos a Tabela 5.1, constatamos que a diferença percentual calculada em função do modelo original entre os respectivos ângulos é razoável. Evidenciando assim, pouca alteração no modelo modificado.

5.4. – Ensaio de Vibração

Os ensaios de vibração seguem as normas utilizadas pela WEG S.A., ou seja, são feitas medições em cinco pontos do estator, conforme apresentado no Capítulo 2. Porém, devido à grande influência do ventilador, os dois pontos de medição situados na parte traseira do motor são descartados (pontos 4 e 5). O ventilador não pode ser retirado durante os ensaios porque este é responsável pela fixação do sensor da posição do rotor, que por sua vez é necessário para o correto chaveamento das quatro fases do MRC. Leva-se também em conta que nas simulações não é possível considerar o efeito aerodinâmico provocado pelo ventilador. Na figura 5.4 são apresentados os pontos de medição da vibração.

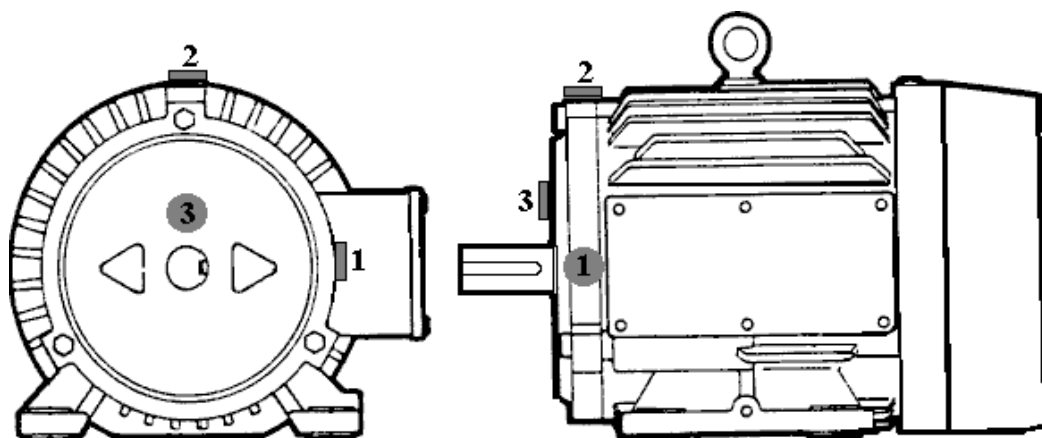


Fig. 5.4 – Pontos de medição da vibração.

A seguir são apresentados os resultados das medições efetuadas nos três pontos indicados na figura 5.4. Para cada ponto é apresentado o resultado da aceleração para o motor 12O (original), na cor vermelha e o resultado para o motor 12C1 (modificado), na cor azul. Ambos possuem um espectro que varia até 5000Hz. Num terceiro gráfico é feita uma comparação com as frequências variando de 250 em 250Hz até 2500Hz. A análise é feita neste gráfico, conforme feito nas simulações, ou seja, são observadas as médias das acelerações nas frequências de 750, 500 e 1250 Hz, e também a média geral das acelerações (para todas as frequências).

Equipamentos utilizados nos ensaios de vibração:

- Acelerômetro;
- Brüel & Kjaer – CHARGER AMPLIFIER TYPE 2635;
- HP-3560A – DYNAMIC SIGNAL ANALYZER

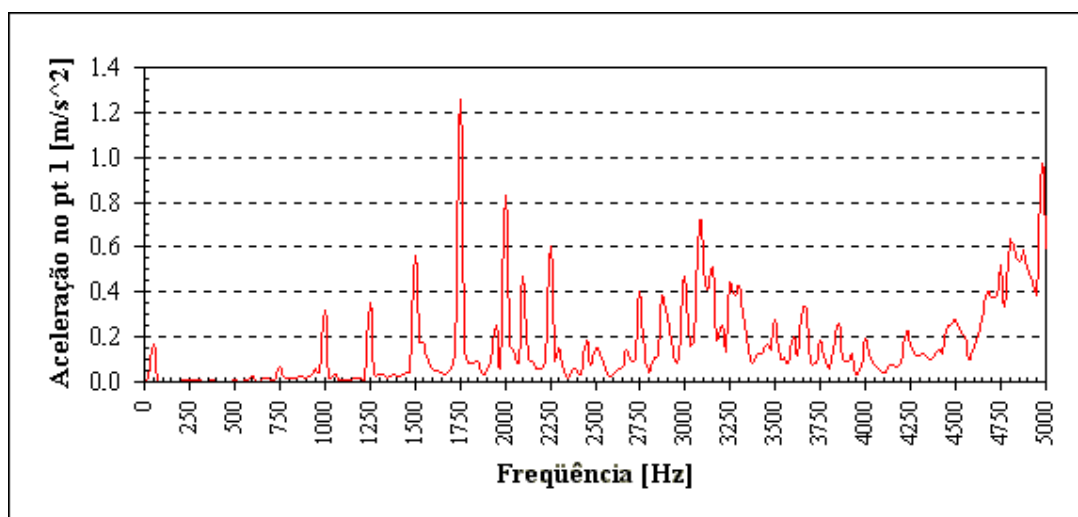


Fig.5.5 – Comportamento da vibração medida no ponto 1 da carcaça do motor 12O (original).

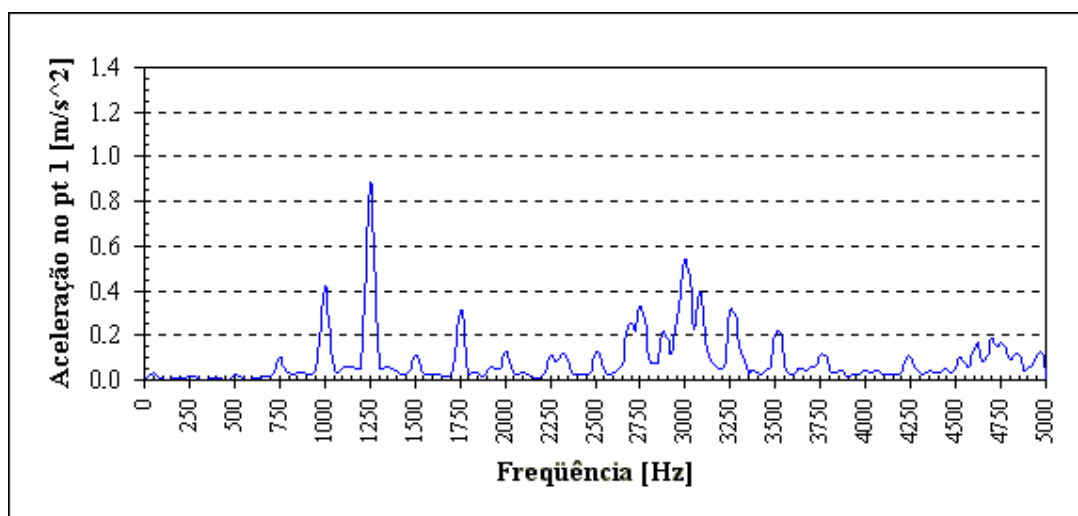


Fig.5.6 – Comportamento da vibração medida no ponto 1 da carcaça do motor 12C1.

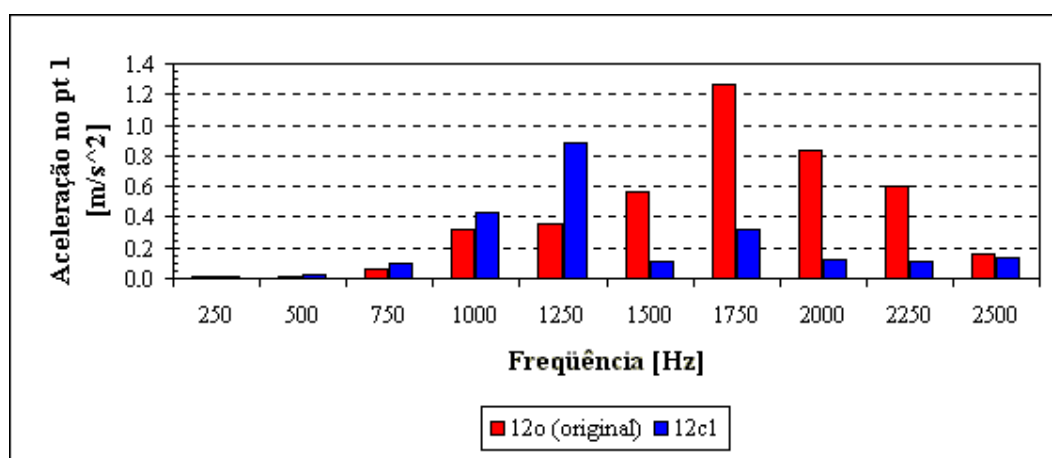


Fig.5.7 – Comparação da vibração medida no ponto 1 da carcaça para os dois modelos.

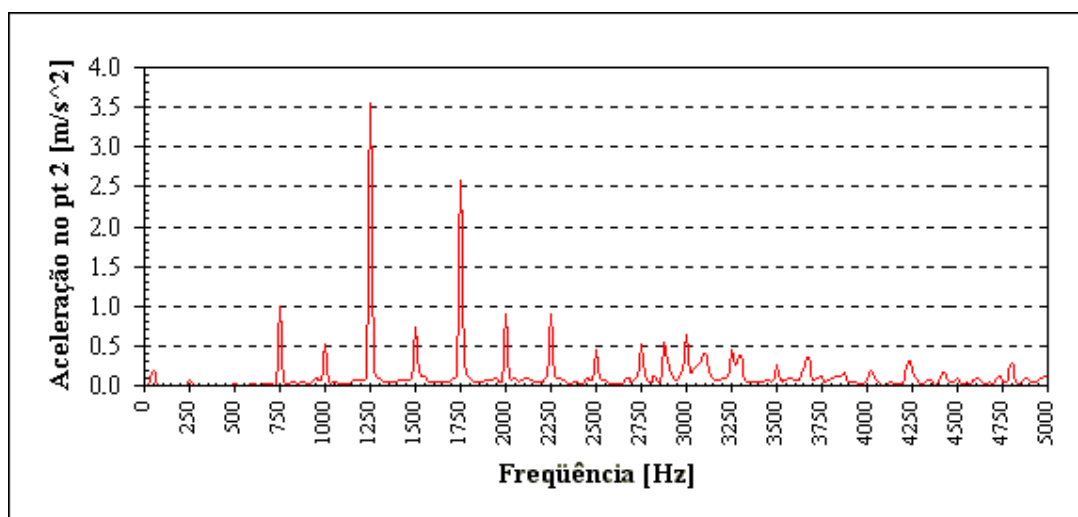


Fig.5.8 – Comportamento da vibração medida no ponto 2 da carcaça do motor 12O (original).

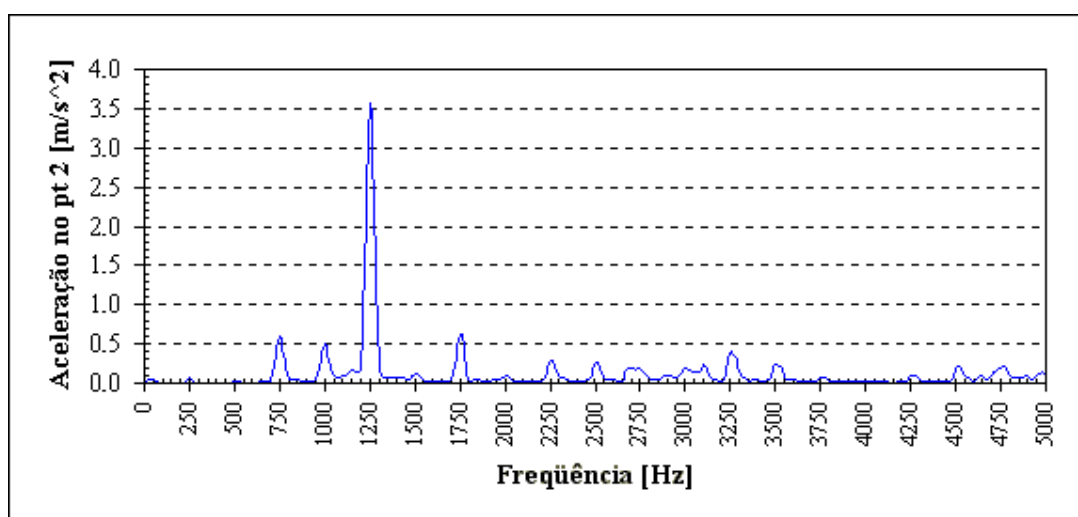


Fig.5.9 – Comportamento da vibração medida no ponto 2 da carcaça do motor 12C1.

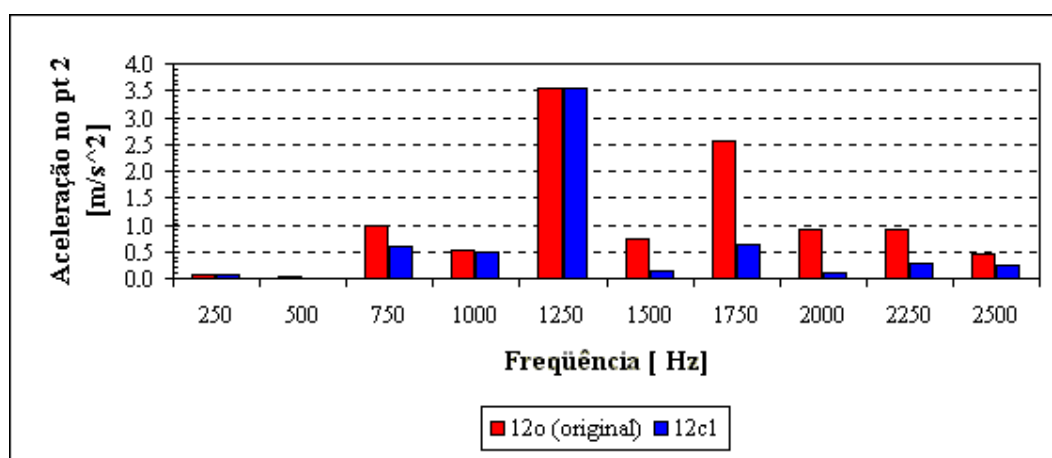


Fig.5.10 – Comparação da vibração medida no ponto 2 da carcaça para os dois modelos.

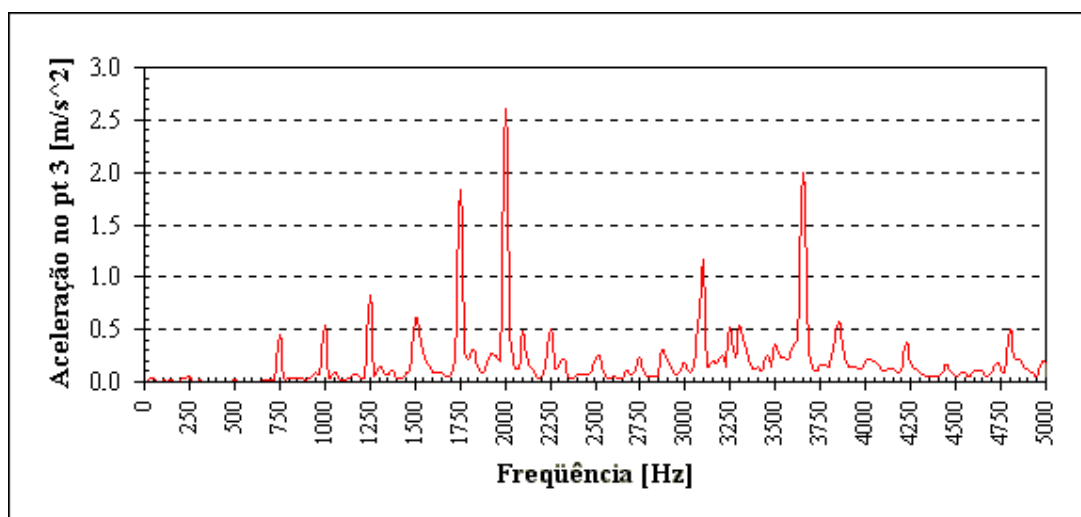


Fig.5.11 – Comportamento da vibração medida no ponto 3 da carcaça do motor 12O (original).

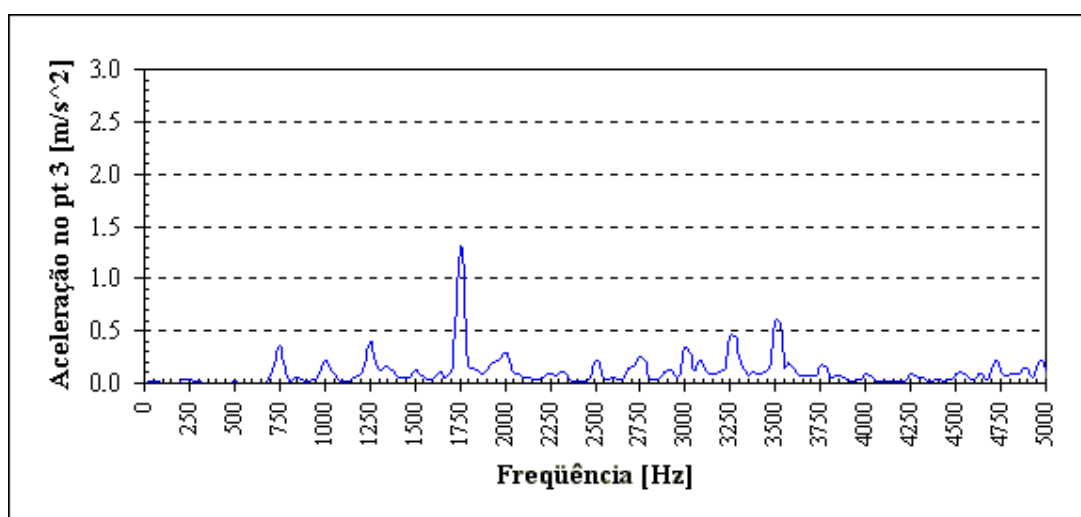


Fig.5.12 – Comportamento da vibração medida no ponto 3 da carcaça do motor 12C1.

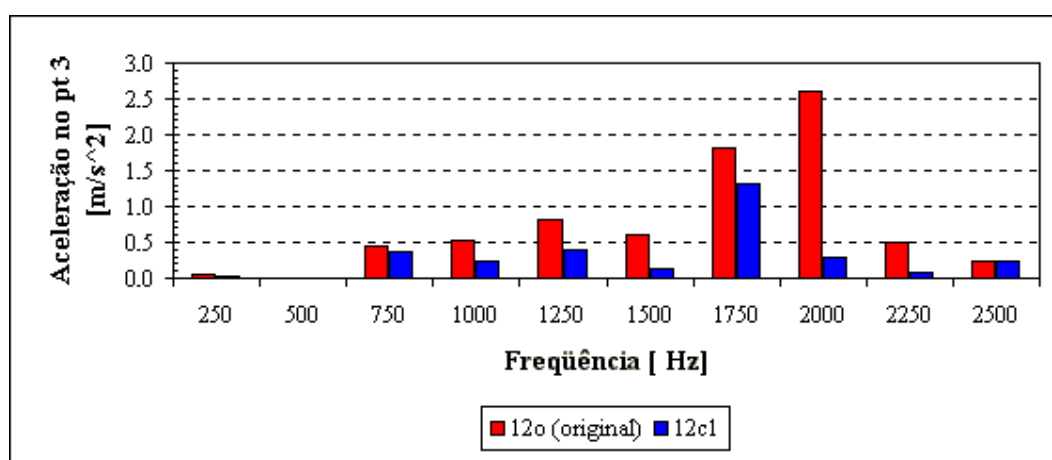


Fig.5.13 – Comparação da vibração medida no ponto 3 da carcaça para os dois modelos.

Na análise do primeiro ponto de medição, figuras 5.5 a 5.7, observa-se inicialmente uma tendência de melhora ao longo do espectro da vibração, com alterações nas frequências em que ocorrem os picos. No modelo 12C1 há uma melhora nas frequências acima de 1500Hz. Ao observarmos o gráfico da figura 5.7, fica claro que na média das acelerações nas frequências de 750, 1000 e 1250Hz (média nas três frequências), o modelo 12C1 não apresenta bom resultado, pois há um aumento de 91.85% em relação à média das acelerações nas mesmas frequências do modelo original. Porém em relação à média das acelerações em todo o espectro (média geral), há uma melhora nos resultados, ou seja, uma diminuição de 46.14% em relação aos níveis de aceleração do modelo original.

Na análise do segundo ponto de medição, figuras 5.8 a 5.10, a melhora ao longo de todo o espectro é mais significativa. Novamente, no modelo 12C1, nas frequências acima de 1500 Hz os níveis de vibração são amenizados. Na figura 5.10, tanto na média das acelerações nas três frequências quanto na média das acelerações em todo o espectro (média geral) ocorre uma diminuição significativa nos níveis de vibração: respectivamente, a diminuição de 8.31% e de 43.05% em relação aos níveis de aceleração do modelo original. Especificamente na frequência de 1250Hz (frequência que ocorre a ressonância para velocidade de 2500rpm) a diminuição no nível de aceleração é de 0.31% em relação ao nível do modelo original.

Na análise do terceiro e último ponto de medição, figuras 5.11 a 5.13, a melhora ao longo de todo o espectro é mais significativa ainda. No modelo 12C1, os picos de vibração ao longo de todo o espectro são bastante amenizados. Na figura 5.13, tanto na média das acelerações nas três frequências quanto na média das acelerações em todo o espectro (média geral) ocorre uma diminuição muito significativa nos níveis de vibração: respectivamente, diminuição de 45.99% e de 59.93% em relação aos níveis de aceleração do modelo original. Especificamente na frequência de 1250Hz (frequência que ocorre a ressonância para velocidade de 2500rpm) a diminuição no nível de aceleração é de 52.43% em relação ao nível do modelo original.

Na figura 5.14 apresentamos novamente o comportamento da aceleração obtida na etapa de simulação num ponto que corresponde ao ponto 2 do ensaio entre o modelo original (12O) e o modificado (12C1).

A figura 5.15 apresenta o gráfico comparativo entre os resultados obtidos nos testes experimentais (medido) e na simulação para o modelo original.

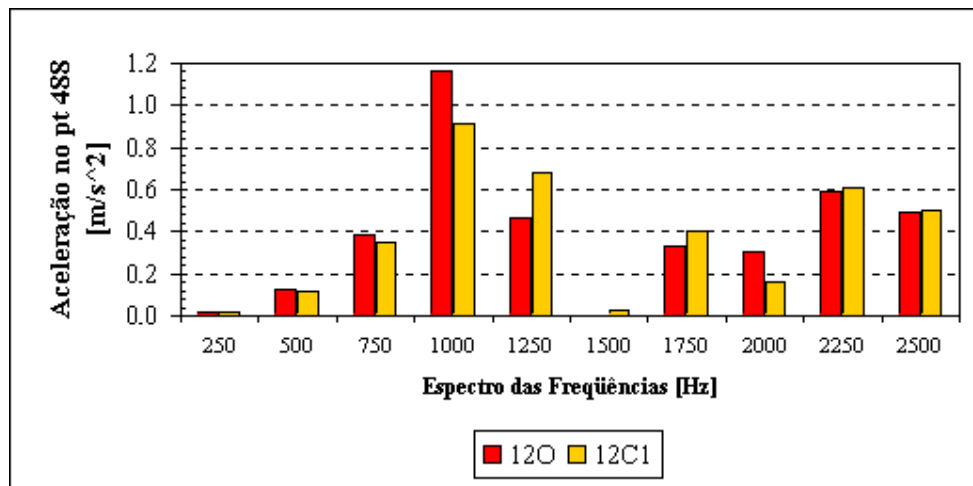


Fig. 5.14 – Comparação da aceleração simulada entre o modelo original e o modificado.

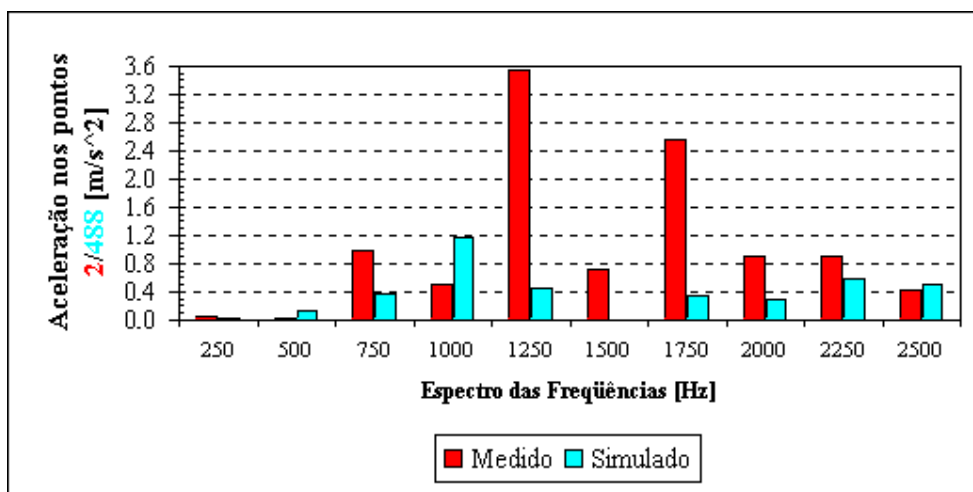


Fig. 5.15 – Comparação da aceleração do modelo original obtida através da medição e da simulação.

Ao observarmos os resultados obtidos na figura 5.15 podemos destacar a priori a diferença nas amplitudes. Isto se deve principalmente a imprecisão quanto à localização dos ângulos de chaveamento das quatro fases da forma de onda da corrente medida (figura 2.5 (b)) e que posteriormente é utilizada nas simulações (figura 2.5 (a)). Na etapa de simulação eletromagnética uma pequena variação nos ângulos de chaveamento provoca elevadas variações tanto das grandezas eletromagnéticas quanto na vibração e no ruído [16]; nos cálculos também não levamos em conta o desbalanceamento do rotor; e a imprecisão nos valores dos dados que caracterizam o modelo na etapa de simulação mecânica: módulo de Young, densidade de massa, coeficiente de Poisson e o fator de amortecimento.

5.5. – Ensaio de Ruído

Os ensaios de ruído acústico seguem as normas utilizadas pela WEG S.A., ou seja, são feitas medições em quatro pontos distantes um metro do motor, conforme apresentado no Capítulo 2. Os gráficos a seguir representam a média dos quatro pontos de medição.

Equipamentos utilizados nos ensaios de ruído:

- Brüel & Kjaer – Type 2235 – Precison Sound Level Meter;
- HP 3582A SPECTRUM ANALYZER.

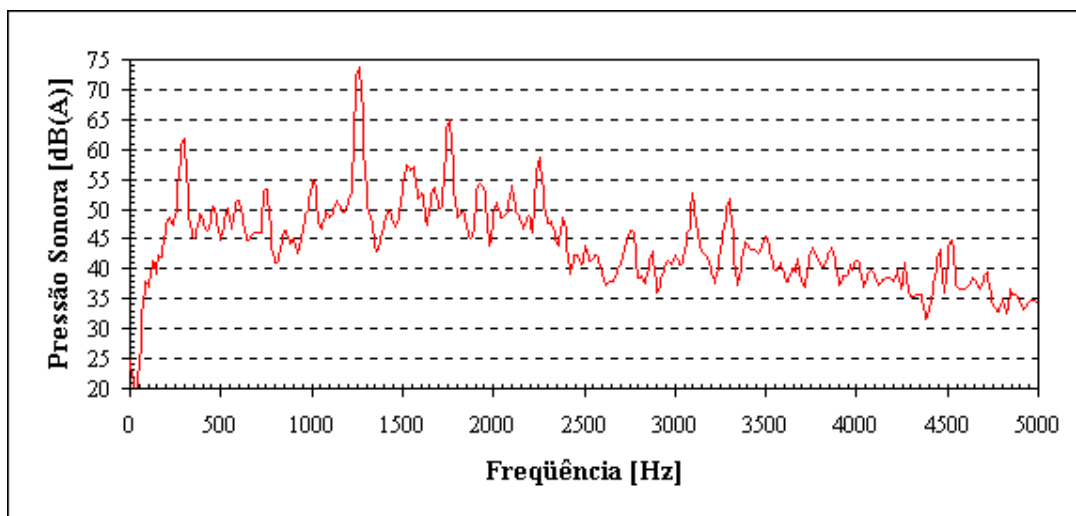


Fig.5.16 – Comportamento do ensaio de ruído do motor 12O (original).

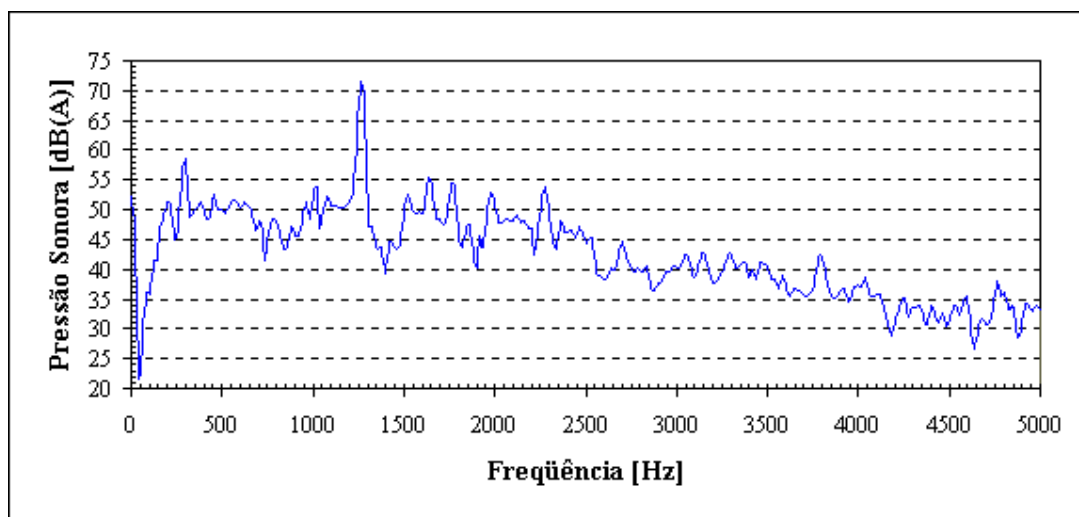


Fig.5.17 – Comportamento do ensaio de ruído do motor 12C1.

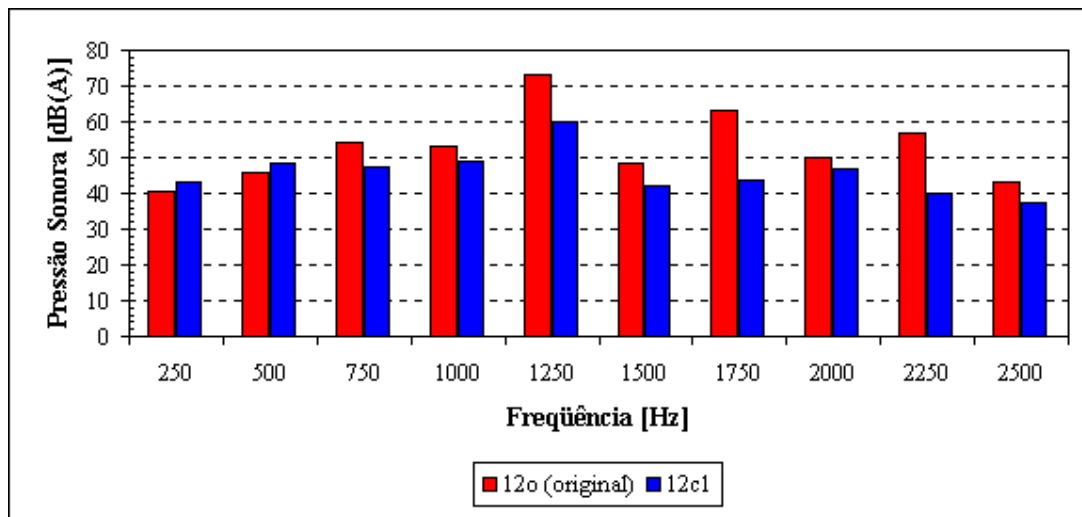


Fig. 5.18 – Comparação do ruído medido para os dois modelos.

Da observação inicial das figuras 5.16 e 5.17, pode-se concluir a priori uma melhora nos resultados, ou seja, em todas as frequências há uma redução significativa nos níveis de ruído gerados pelo novo motor (12C1), inclusive na frequência de 1250Hz cuja diminuição é de 18.22% em relação ao pico da pressão sonora do modelo original. Na figura 5.18, pode-se observar melhor o resultado produzido pelo novo motor. Neste, a média da pressão sonora nas três frequências de 750, 1000 e 1250 Hz diminuiu 13.49% e na média da pressão sonora em todo o espectro (média geral) diminuição foi de 13.33% em relação aos níveis do modelo original. Com relação à análise audível, a diminuição do ruído produzido pelo novo motor foi sensível.

Na figura 5.19 apresentamos o comportamento da pressão sonora obtida da média das pressões em dois pontos (681 e 315) na etapa de simulação entre o modelo original (12O) e o modificado (12C1).

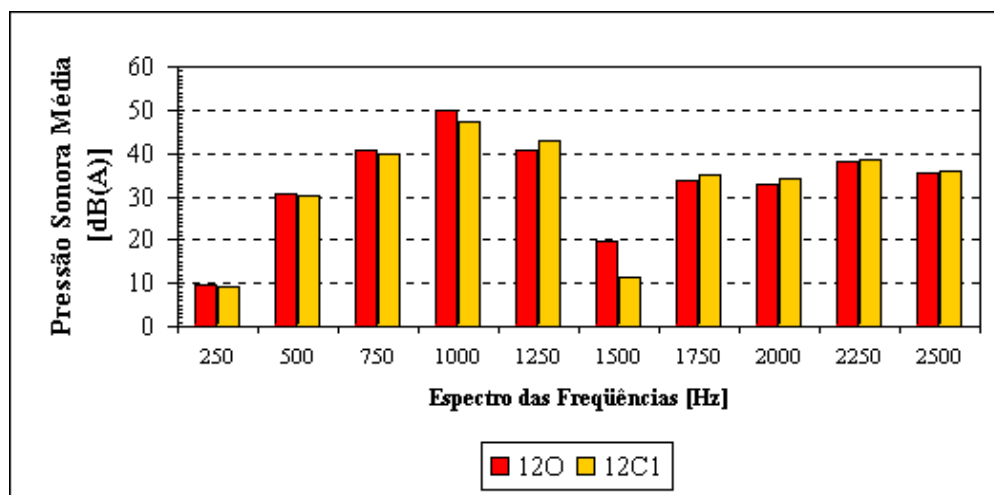


Fig. 5.19 – Comparação do ruído simulado entre o modelo original e o modificado.

A figura 5.20 apresenta o gráfico comparativo entre os resultados obtidos nos testes experimentais (medido) e na simulação para o modelo original.

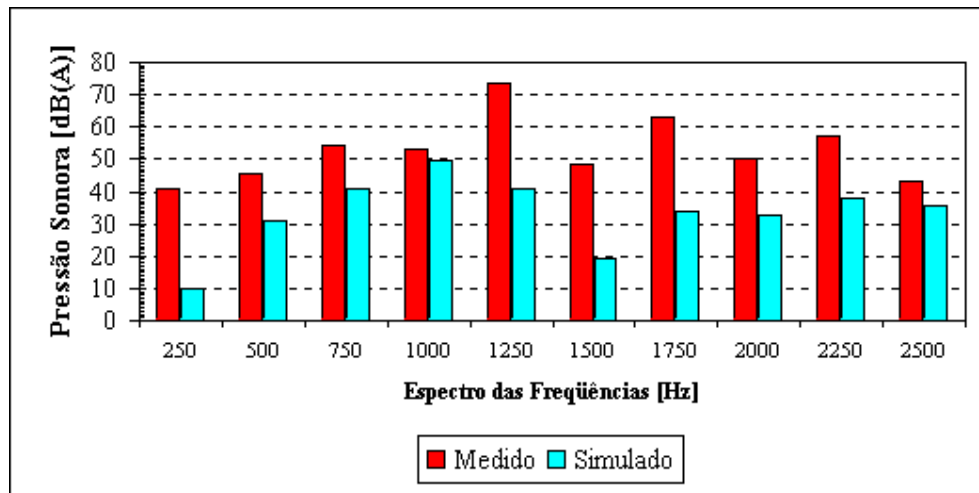


Fig. 5.20 – Comparação da pressão sonora do modelo original obtida através da medição e da simulação.

Novamente, ao observarmos os resultados obtidos na figura 5.20 podemos destacar a diferença nas amplitudes. Uma vez que a pressão sonora é calculada a partir dos deslocamentos nodais que também são utilizados no cálculo da aceleração e esta é influenciada pela localização dos ângulos de chaveamento da forma de onda da corrente e também pela caracterização do modelo mecânico, aqui ocorre o mesmo problema apontado no caso vibração. Deve-se incluir também o fato de que nos cálculos do ruído não levamos em conta os efeitos provocados pelo ruído aerodinâmico (devido ao ventilador) e o ruído produzido pelos rolamentos.

5.6. – Conclusão

Neste capítulo apresentamos o modelo escolhido para ser fabricado, 12C1, e os testes realizados na WEG S.A. de vibração e ruído acústico. Vimos que o novo motor apresentou resultados de vibração e ruído melhores que aqueles apresentados pelo motor original. A importância destes resultados está no fato de nos garantir que a metodologia exposta no Capítulo 2 está correta, além de indicar uma tendência construtiva para a elaboração de motores mais silenciosos e apresentando menor nível de vibração.

CONCLUSÃO GERAL

O objetivo inicialmente traçado foi alcançado, ou seja, encontramos uma configuração do estator que apresenta redução nos níveis de vibração e de ruídos gerados pelo Motor de Relutância Chaveado de maneira rápida (para um modelo o tempo total de simulação utilizando-se um computador de 1GHz é de 33 minutos) e confiável, sem alterar significativamente suas características eletromagnéticas.

Análise dos resultados e das metas propostas

No Capítulo 4, inicialmente observamos que variações na forma do rotor (quando todo o restante se mantém constante), no raio da coroa do rotor (R_0) e na diminuição do raio do eixo do rotor (R_{sh}), pouco afetam as características mecânicas. Por outro lado, alterações no arco polar do rotor (β_r) e no aumento do raio do eixo do rotor (R_{sh}) provocam alterações nas grandezas eletromagnéticas e mecânicas. Na etapa seguinte, decidimos não alterar o rotor, ou seja, para todos os novos modelos utilizamos o rotor com a forma e os dados geométricos originais. A partir de sete modelos, criamos trinta e três modelos diferentes do estator. Seguindo os critérios e a metodologia do Capítulo 2, este número baixou para doze modelos. A seguir, observamos os três melhores casos e criamos a partir destes, oito novos modelos. Finalmente, chegamos a dois modelos cujas características eletromagnéticas e mecânicas estão de acordo com o objetivo desta tese. No Capítulo 5, após definirmos um modelo, partimos para a fabricação do motor com o novo estator (a carcaça e o controlador são originais) com o auxílio da WEG S.A. Então, com a verificação experimental comprovamos a validade da metodologia.

Considerações finais sobre a parte técnico-científica desenvolvida

A versão atual do programa de desenho é bastante flexível. Possui doze opções de formas do rotor e sete do estator para o cálculo eletromagnético e mecânico, além de alterações nos arcos polares e nos raios que definem o rotor e o estator. Apesar da grande

quantidade de arquivos gerados para cada modelo (18 arquivos) e de ser necessário à utilização de seis softwares diferentes, o processo de análise é relativamente simples.

Perspectivas de evolução do assunto em questão

Como proposta adicional para a análise do motor de relutância chaveada fica a implementação no software de cálculo (EFCRF) do cálculo das perdas. E também melhoras no programa que gera as correntes que são utilizadas no EFCRF. Este programa resolve separadamente o acoplamento entre as equações de campo e as equações do circuito elétrico (Acoplamento Fraco). Acrescentar ao software de desenho (MRC) a formulação para o projeto geométrico de novos motores e também acrescentar novas configurações de desenho do motor (12 dentes no estator/8 no rotor, idem 24/12) seria um ponto interessante a ser aprimorado. Apresentar uma proposta de otimização, sendo necessária a utilização de um acoplamento forte. Propor alterações no controle a fim de diminuir o efeito do “ripple” do torque.

Considerações finais

A originalidade da tese está no amplo estudo das possíveis alterações geométricas que o motor de relutância chaveado pode sofrer, levando-se em conta as limitações quanto às alterações no entreferro, no arco polar do estator, na densidade de corrente e no número de espiras. Estas limitações eram necessárias, pois alterariam significativamente o funcionamento do controlador e como consequência teríamos alterações nas características originais do motor (ponto de operação original), inviabilizando uma correta comparação entre o motor original e o modificado.

ANEXO 1

DADOS DO MOTOR RELUTÂNCIA CHAVEADO

DADOS DO MOTOR [53], [54]:

- MRC tipo PLD 112S/2;
- Fabricado pela OULTON (Laurence, Scott & Electromotors LTDA, Norwich, England);
- Potência Nominal: 4kW (5.5 HP);
- Velocidade. Nominal: 3000 rpm;
- Corrente nominal: 9A;
- Tensão: 380/415 V, 50/60Hz;
- Enclausuramento: IP55;
- Classe: F;
- Número de pólos no Estator: 8;
- Número de pólos no Rotor: 6.

DADOS DO CONTROLADOR:

DADOS da WEG:

- Código.: WMO;
- Número: 5966.

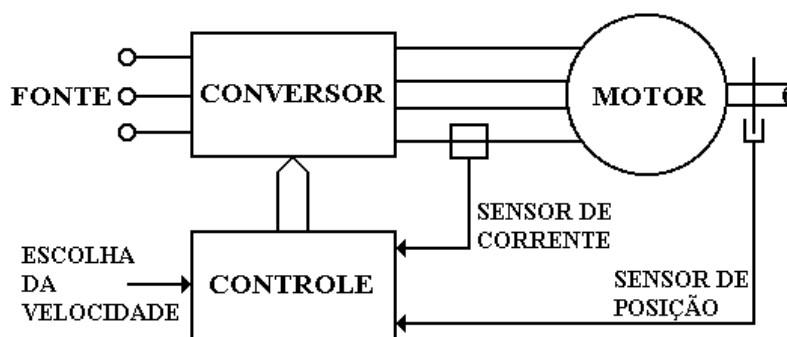


Fig. A.1.1 – Acoplamento do MRC.

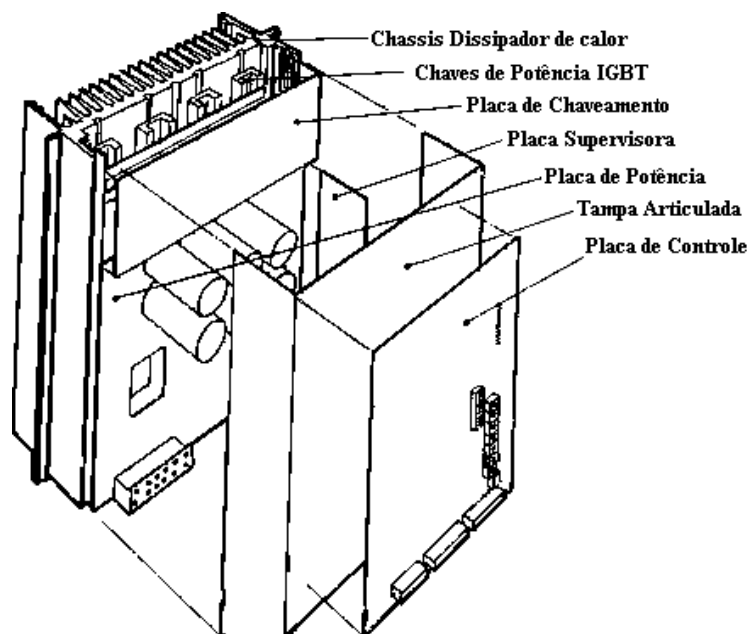


Fig. A.1.2 – Detalhes do Controlador Oulton.

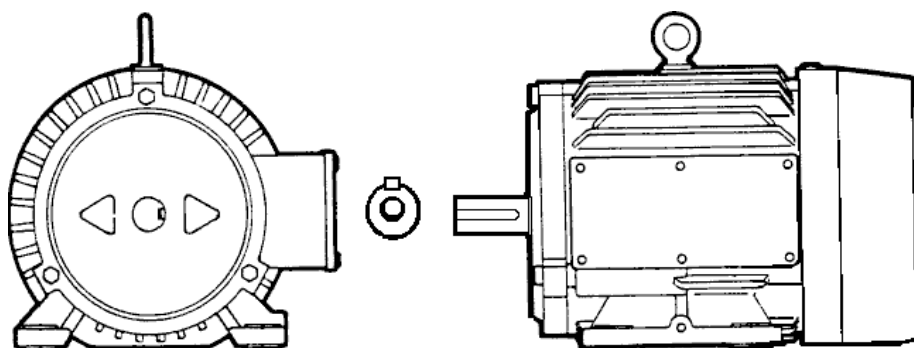


Fig. A.1.3 – Visões Externas do Motor Oulton.

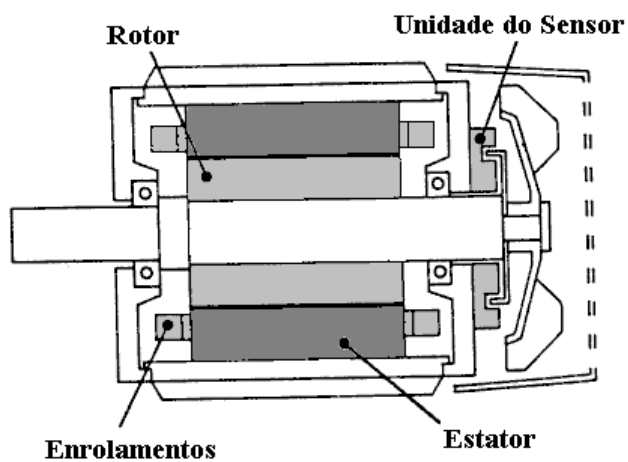


Fig. A.1.4 – Visão Interna do Motor Oulton.

ANEXO 2

FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DAS FORÇAS MAGNÉTICAS

ASPECTOS PRELIMINARES [6]:

As condições de passagem de um meio 1 de permeabilidade μ e imantação induzida \mathbf{M}_1 , sem correntes superficiais reais, para um outro meio 2 de permeabilidade μ_0 (figura A.2.1) são obtidas através da conservação da componente normal da indução e da conservação da componente tangencial do campo:

$$B_{2n} = B_{1n} \quad (\text{B.1})$$

$$H_{2t} = H_{1t} \quad (\text{B.2})$$

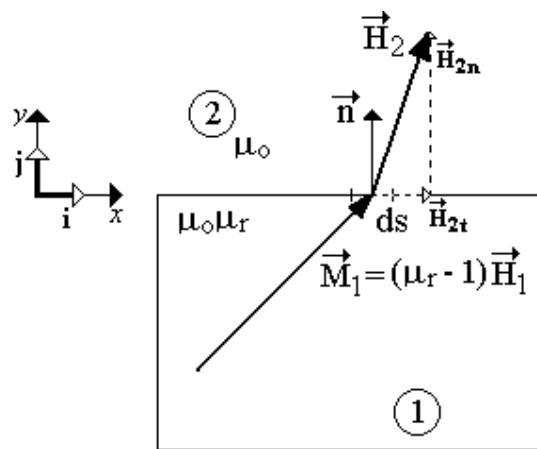


Fig. A.2.1 - Condições de passagem de um meio para outro.

As relações também podem ser escritas em função da permeabilidade relativa μ_r do meio magnético 1:

$$H_{2n} = \mu_r H_{1n} \quad (\text{B.3})$$

$$B_{2t} = \frac{1}{\mu_r} B_{1t} \quad (\text{B.4})$$

B1 - DENSIDADE SUPERFICIAL DE FORÇA PELO MÉTODO DE CARGAS MAGNÉTICAS EQUIVALENTES:

Partimos da equação (3.23):

$$\mathbf{f}_s = \frac{1}{2} \mu_0 (\mathbf{H}_{2n} - \mathbf{H}_{1n}) (\mathbf{H}_2 + \mathbf{H}_1) \quad (\text{B1.5})$$

Substitui-se (B.3) em (B1.5), logo:

$$\mathbf{f}_s = \frac{1}{2} \mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) \mathbf{H}_{2n} \cdot (\mathbf{H}_2 + \mathbf{H}_1) \quad (\text{B1.6})$$

Como:

$$\mathbf{H} = H_t \mathbf{i} + H_n \mathbf{j} \quad (\text{B1.7})$$

$$\mathbf{H}_1 = H_{1t} \mathbf{i} + H_{1n} \mathbf{j} \quad (\text{B1.8})$$

$$\mathbf{H}_2 = H_{2t} \mathbf{i} + H_{2n} \mathbf{j} \quad (\text{B1.9})$$

Então, reescreve-se (B.3):

$$\mathbf{H}_{1n} = \frac{1}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n} \quad (\text{B1.10})$$

Substitui-se (B.2) e (B1.10) em (B1.8), tem-se:

$$\mathbf{H}_1 = H_{2t} \mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r} H_{2n} \mathbf{j} \quad (\text{B1.11})$$

Agora, faz-se a soma de vetores:

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_2 + \mathbf{H}_1 &= (H_{2t} \mathbf{i} + H_{2n} \mathbf{j}) + \left(H_{2t} \mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r} H_{2n} \mathbf{j} \right) \\ &= \left[2H_{2t} \mathbf{i} + \left(1 + \frac{1}{\mu_r} \right) H_{2n} \mathbf{j} \right] \end{aligned} \quad (\text{B1.12})$$

Então se substitui em (B1.5):

$$\mathbf{f}_s = \frac{1}{2} \mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) \mathbf{H}_{2n} \cdot \left[2H_{2t} \mathbf{i} + \left(1 + \frac{1}{\mu_r} \right) H_{2n} \mathbf{j} \right] \quad (\text{B1.13})$$

O resultado final é:

$$\mathbf{f}_s = \left[\mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) H_{2n} H_{2t} \right] \mathbf{i} + \left[\frac{1}{2} \mu_0 \left(1 - \frac{1}{\mu_r^2} \right) H_{2n}^2 \right] \mathbf{j} \quad (\text{B1.14})$$

O primeiro termo (vetor \mathbf{i}) é a componente tangencial da densidade superficial de força e o segundo termo (vetor \mathbf{j}) é a componente normal ou radial.

B2 - DENSIDADE SUPERFICIAL DA FORÇA PELO MÉTODO DE CARGAS E CORRENTES EQUIVALENTES:

Partimos da equação (3.28):

$$\mathbf{f}_s = \frac{1}{\mu_0} \left((\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2) \mathbf{B}_2 - \frac{1}{2} B_2^2 \mathbf{n} \right) \quad (\text{B2.1})$$

Sabe-se que:

$$\mathbf{B}_2 = \mu_0 \mathbf{H}_2 \quad (\text{B2.2})$$

e

$$\mathbf{n} = \mathbf{j} \quad (\text{B2.3})$$

Substitui-se (B2.2) em (B2.1):

$$\mathbf{f}_s = \mu_0 \left((\mathbf{n} \cdot \mathbf{H}_2) \mathbf{H}_2 - \frac{1}{2} H_2^2 \mathbf{n} \right) \quad (\text{B2.4})$$

Substitui-se (B1.9) e (B2.3) em (B2.4):

$$\begin{aligned} \mathbf{f}_s &= \mu_0 \left\{ [(\mathbf{H}_{2t} \mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n} \mathbf{j}) \mathbf{j}] (\mathbf{H}_{2t} \mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n} \mathbf{j}) - \frac{1}{2} (H_{2t}^2 + H_{2n}^2) \mathbf{j} \right\} \\ \mathbf{f}_s &= \mu_0 \left\{ H_{2n} (\mathbf{H}_{2t} \mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n} \mathbf{j}) - \frac{1}{2} (H_{2t}^2 + H_{2n}^2) \mathbf{j} \right\} \end{aligned} \quad (\text{B2.5})$$

$$\mathbf{f}_s = \mu_0 H_{2n} H_{2t} \mathbf{i} + \frac{1}{2} \mu_0 (H_{2n}^2 - H_{2t}^2) \mathbf{j} \quad (\text{B2.6})$$

O primeiro termo (vetor \mathbf{i}) é a componente tangencial da densidade superficial de força e o segundo termo (vetor \mathbf{j}) é a componente normal ou radial.

B3 - DENSIDADE SUPERFICIAL DA FORÇA PELO MÉTODO DA DERIVADA DA ENERGIA:

Partimos da equação (3.33):

$$\mathbf{f}_s = \left[(\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2) \mathbf{H}_2 - \frac{1}{2} (\mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{H}_2) \mathbf{n} \right] - \left[(\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_1) \mathbf{H}_1 - \frac{1}{2} (\mathbf{B}_1 \cdot \mathbf{H}_1) \mathbf{n} \right] \quad (\text{B3.1})$$

1º termo de (B3.1):

$$= \left[(\mathbf{n} \cdot \mathbf{B}_2) \mathbf{H}_2 - \frac{1}{2} (\mathbf{B}_2 \cdot \mathbf{H}_2) \mathbf{n} \right] = (\mathbf{j} \cdot \mu_0 \mathbf{H}_2) \mathbf{H}_2 - \frac{1}{2} (\mu_0 \mathbf{H}_2 \cdot \mathbf{H}_2) \mathbf{j} \quad (\text{B3.2})$$

Aplica-se (B1.9) em (B3.2):

$$= [\mathbf{j}\mu_0 (\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n}\mathbf{j})](\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n}\mathbf{j}) - \frac{1}{2}\mu_0 [(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n}\mathbf{j})(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n}\mathbf{j})]\mathbf{j} \quad (\text{B3.3})$$

$$= \mu_0 (\mathbf{H}_{2n})(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \mathbf{H}_{2n}\mathbf{j}) - \frac{1}{2}\mu_0 (\mathbf{H}_{2t}^2 + \mathbf{H}_{2n}^2)\mathbf{j} \quad (\text{B3.4})$$

$$= \mu_0 (\mathbf{H}_{2n}\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i}) - \frac{1}{2}\mu_0 \mathbf{H}_{2t}^2 \mathbf{j} - \frac{1}{2}\mu_0 \mathbf{H}_{2n}^2 \mathbf{j} \quad (\text{B3.5})$$

$$= (\mu_0 \mathbf{H}_{2n}\mathbf{H}_{2t})\mathbf{i} + \left(\frac{1}{2}\mu_0 \mathbf{H}_{2n}^2 - \frac{1}{2}\mu_0 \mathbf{H}_{2t}^2 \right)\mathbf{j} \quad (\text{B3.6})$$

2º termo de (B3.1):

$$= \left[(\mathbf{n}\mathbf{B}_1)\mathbf{H}_1 - \frac{1}{2}(\mathbf{B}_1\mathbf{H}_1)\mathbf{n} \right] = (\mathbf{j}\mu\mathbf{H}_1)\mathbf{H}_1 - \frac{1}{2}(\mu\mathbf{H}_1.\mathbf{H}_1)\mathbf{j} \quad (\text{B3.7})$$

Aplica-se (B1.11) em (B3.7):

$$= \left[\mu\mathbf{j} \left(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r}\mathbf{H}_{2n}\mathbf{j} \right) \right] \left(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r}\mathbf{H}_{2n}\mathbf{j} \right) - \frac{1}{2} \left[\mu \left(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r}\mathbf{H}_{2n}\mathbf{j} \right) \left(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r}\mathbf{H}_{2n}\mathbf{j} \right) \right] \mathbf{j} \quad (\text{B3.8})$$

$$= \left(\mu \frac{1}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n} \right) \left(\mathbf{H}_{2t}\mathbf{i} + \frac{1}{\mu_r}\mathbf{H}_{2n}\mathbf{j} \right) - \frac{1}{2} \left(\mu \mathbf{H}_{2t}^2 + \frac{\mu}{\mu_r^2} \mathbf{H}_{2n}^2 \right) \mathbf{j} \quad (\text{B3.9})$$

$$= \left(\frac{\mu}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n}.\mathbf{H}_{2t} \right) \mathbf{i} + \left(\frac{\mu}{\mu_r^2} \mathbf{H}_{2n}^2 - \frac{1}{2} \frac{\mu}{\mu_r^2} \mathbf{H}_{2n}^2 - \frac{1}{2} \mu \mathbf{H}_{2t}^2 \right) \mathbf{j} \quad (\text{B3.10})$$

Agora, subtrai-se (B3.10) de (B3.6):

$$\mathbf{f}_s = \left(\mu_0 \mathbf{H}_{2n}\mathbf{H}_{2t} - \frac{\mu_0 \mu_r}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n}\mathbf{H}_{2t} \right) \mathbf{i} + \frac{1}{2}\mu_0 \left(\mathbf{H}_{2n}^2 + \frac{1}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n}^2 - \frac{2}{\mu_r} \mathbf{H}_{2n}^2 - \mathbf{H}_{2t}^2 + \mu_r \mathbf{H}_{2t}^2 \right) \mathbf{j} \quad (\text{B3.11})$$

$$\boxed{\mathbf{f}_s = (0)\mathbf{i} + \frac{1}{2}\mu_0 \left[\left(1 - \frac{1}{\mu_r} \right) \mathbf{H}_{2n}^2 + (\mu_r - 1)\mathbf{H}_{2t}^2 \right] \mathbf{j}} \quad (\text{B3.12})$$

O primeiro termo (vetor \mathbf{i}) é a componente tangencial da densidade superficial de força e o segundo termo (vetor \mathbf{j}) é a componente normal ou radial.

ANEXO 3

FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DA RESPOSTA NATURAL E FORÇADA

FORMULAÇÃO PARA RESPOSTA NATURAL [36]:

$$[M][\ddot{\mathbf{u}}] + [K][\mathbf{u}] = 0 \quad (3.1)$$

$$[\mathbf{u}] = \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3.2)$$

$$[\dot{\mathbf{u}}] = -\omega_i \{\phi\}_i \sin(\omega_i t) \quad (3.3)$$

$$[\ddot{\mathbf{u}}] = -\omega_i^2 \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3.4)$$

$$[M](-\omega_i^2 \{\phi\}_i \cos(\omega_i t)) + [K](\{\phi\}_i \cos(\omega_i t)) = 0 \quad (3.5)$$

Divido por $\cos(\omega_i t)$:

$$[M](-\omega_i^2 \{\phi\}_i) + [K]\{\phi\}_i = 0 \quad (3.6)$$

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi\}_i = 0 \quad (3.7)$$

FORMULAÇÃO PARA RESPOSTA FORÇADA [38]:

$$\mathbf{F}(t) = \sum_{k=2}^{\infty} F_k(t) = \sum_{k=2}^{\infty} \bar{F}_k e^{j(k\omega t)} \quad (3.8)$$

$$[M][\ddot{\mathbf{q}}] + [K][\mathbf{q}] = \left[\sum_{k=2}^{\infty} \bar{F}_k e^{j(k\omega t)} \right] \quad (3.9)$$

$$[\mathbf{q}] = \{\phi\}_k e^{j(k\omega t)} \quad (3.10)$$

$$[\dot{\mathbf{q}}] = \{\phi\}_k jk\omega e^{j(k\omega t)} \quad (3.11)$$

$$[\ddot{\mathbf{q}}] = -\{\phi\}_k (k\omega)^2 e^{j(k\omega t)} \quad (3.12)$$

$$[M](-\{\phi\}_k (k\omega)^2 e^{j(k\omega t)}) + [K](\{\phi\}_k e^{j(k\omega t)}) = \left[\sum_{k=2}^{\infty} \bar{F}_k e^{j(k\omega t)} \right] \quad (3.13)$$

Divido por $e^{i(k\omega t)}$:

$$[M](-\{\phi\}_k (k\omega)^2) + [K]\{\phi\}_k = \left[\sum_{k=2}^{\infty} \bar{F}_k \right] \quad (3.14)$$

$$\{[K] - (k\omega)^2 [M]\}\{\phi\}_k = [\bar{F}_k] \quad (3.15)$$

$$[M](-\omega_i^2 \{\phi\}_i \cos(\omega_i t)) + [K]\{\phi\}_i \cos(\omega_i t) = 0 \quad (3.16)$$

MÉTODO DE SUPERPOSIÇÃO MODAL [38]:

O software ANSYS, utiliza vários métodos para o cálculo da resposta dinâmica. Um deles é o Método de Superposição Modal. Este utiliza as frequências naturais e a forma dos modos da análise modal para caracterizar a resposta dinâmica de uma estrutura. Partindo da equação da resposta forçada completa:

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + [C]\{\dot{\mathbf{u}}\} + [K]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\} \quad (3.17)$$

onde:

$\{\mathbf{F}\}$ - Vetor carga variando no tempo, dado por:

$$\{\mathbf{F}\} = \{\mathbf{F}^{nd}\} + s\{\mathbf{F}^S\} \quad (3.18)$$

onde:

$\{\mathbf{F}^{nd}\}$ - Forças nodais variando no tempo;

s - fator de escala do vetor de carga;

$\{\mathbf{F}^S\}$ - vetor de carga da análise modal.

O vetor de carga $\{\mathbf{F}^S\}$ é computado quando a análise modal é feita e a sua geração é a mesma para um vetor de carga subestrutural, descrita na seção 17.6 do manual do ANSYS.

O seguinte desenvolvimento é similar ao apresentado por Bathe [55]:

Definição de uma série de coordenadas modais y_i , tal que:

$$\{\mathbf{u}\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i \quad (3.19)$$

onde:

$\{\phi_i\}$ - Forma modal do modo i;

n - Número de modos para ser usado.

Note que a equação (3.15), impede o uso de um deslocamento de entrada não nulo, uma vez que a definição de y_i em termos de $\{\mathbf{u}\}$ não é direta. A relação inversa existe (3.19) para o caso onde todos os deslocamentos são conhecidos, mas não quando somente alguns são conhecidos. Substituindo a equação (3.19) em (3.17):

$$[M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{\mathbf{F}\} \quad (3.20)$$

Pré-multiplicando por uma forma modal típica $\{\phi_j\}^T$:

$$\{\phi_j\}^T [M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + \{\phi_j\}^T [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + \{\phi_j\}^T [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{\phi_j\}^T \{\mathbf{F}\} \quad (3.21)$$

A condição de ortogonalidade do estado para o modo natural:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.22)$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.23)$$

No método de superposição modal, utilizamos a razão de amortecimento constante, tal que:

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (3.24)$$

Aplicando estas condições na equação (3.21), somente o termo $i=j$ permanece:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} \ddot{y}_j + \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} \dot{y}_j + \{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} y_j = \{\phi_j\}^T \{\mathbf{F}\} \quad (3.25)$$

Os coeficientes de \ddot{y}_j , \dot{y}_j e y_j , são derivados com segue:

A. Coeficiente \ddot{y}_j :

Cada autovetor $\{\phi_j\}$ é normalizado pela condição:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} = 1 \quad (3.26)$$

B. Coeficiente \dot{y}_j :

O termo do amortecimento é baseado no tratamento da coordenada modal como um sistema DOF simples (apresentado em 3.13) em que:

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} = C_j \phi_j^2 \quad (3.27)$$

e

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} = M_j \phi_j^2 = 1 \quad (3.28)$$

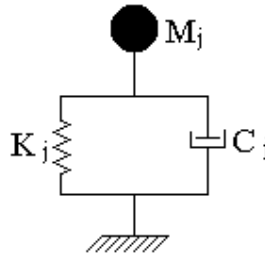


Fig. A.3.1 – Oscilador com simples grau de liberdade.

A equação (3.28) pode dar uma definição de ϕ_j :

$$\phi_j = \frac{1}{\sqrt{M_j}} \quad (3.29)$$

De (Tse[56]):

$$C_j = 2\xi_j \sqrt{K_j M_j} \quad (3.30)$$

onde:

ξ_j - Fração do amortecimento crítico para o modo j

e

$$\omega_j = \sqrt{(K_j/M_j)} \quad (3.31)$$

onde: ω_j - frequência circular natural do modo j.

Combinando as equações (3.30), (3.31) com (3.27),

$$\begin{aligned} \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} &= 2\xi_j \sqrt{K_j M_j} \left(\frac{1}{\sqrt{M_j}} \right)^2 \\ &= 2\xi_j \omega_j \end{aligned} \quad (3.32)$$

C. Coeficiente y_j :

Partindo da equação (3.7):

$$[K]\{\phi_j\} = \omega_j^2 [M]\{\phi_j\} \quad (3.33)$$

Pré-multiplicado por $\{\phi_j\}^T$:

$$\{\phi_j\}^T [K]\{\phi_j\} = \omega_j^2 \{\phi_j\}^T [M]\{\phi_j\} \quad (3.34)$$

Substituindo a equação (3.26) pelo termo da massa,

$$\{\phi_j\}^T [K]\{\phi_j\} = \omega_j^2 \quad (3.35)$$

Pela notação conveniente, temos:

$$f_j = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (3.36)$$

representa o lado direito da equação (3.25). Substituindo as equações (3.26), (3.32), (3.35) e (3.36) em (3.25), a equação do movimento da coordenada modal é então obtida:

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \xi_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \quad (3.37)$$

Uma vez que “j” representa qualquer modo, a equação (3.37) representa “n” equações desacopladas para “n” y_j desconhecidas. A vantagem do sistema desacoplado é que todas as matrizes algébricas computacionalmente longas são resolvidas pelo “*autosolver*”, e transientes longos podem ser simplesmente analisados em coordenadas modais com a equação (3.37). Na análise harmônica, as frequências podem ser exploradas mais rapidamente do que pelo método da resposta harmônica reduzida.

Os y_j são convertidos antes em deslocamentos geométricos $\{\mathbf{u}\}$ (a resposta do sistema para as cargas) pela equação (3.19). Isto é, as respostas modais individuais y_j são superpostas para obter a resposta atual, por isto o nome “superposição modal”.

Se a análise modal foi feita usando o método reduzido, então as matrizes e os vetores de carga nas equações acima serão em termos do máster DOF, isto é, $\{\hat{\mathbf{u}}\}$.

ANEXO 4

FORMULAÇÕES PARA O CÁLCULO DA PRESSÃO SONORA RADIADA

ASPECTOS PRELIMINARES [52]:

$$P = \frac{p^2}{\rho c} S \quad (4.1)$$

$$10 \log P = 10 \log \left(\frac{p^2}{\rho c} S \right) \quad (4.2)$$

$$10 \log P = 10 \log(p^2) + 10 \log(S) - 10 \log(\rho c) \quad (4.3)$$

Dividir (4.3) pela referência (p_0):

$$10 \log \frac{P}{P_0} = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) + 10 \log \left(\frac{S}{S_0} \right) - 10 \log \left(\frac{\rho c}{\rho_0 c_0} \right) \quad (4.4)$$

$S_0 = 1$ e $\rho c = \rho_0 c_0$, logo o último termo de (4.4) é nulo.

$$L_w = L_p + 10 \log(S) \quad (4.5)$$

Assumindo que o radiador sonoro é uma semi-esfera, figura A.4.1.

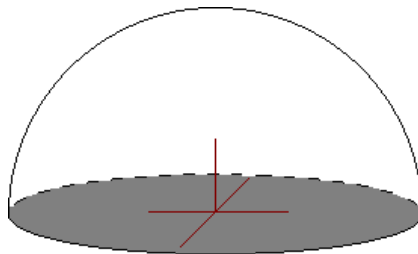


Fig. A.4.1 – Radiador Sonoro Semi-esférico.

$$S = 2\pi r^2 \text{ e } r = d$$

$$L_w = L_p + 10 \log(2\pi d^2) \quad (4.6)$$

$$L_w = L_p + 20 \log(d) + 10 \log(2\pi) \quad (4.7)$$

$$L_w = L_p + 20 \log(d) + 8 \quad (4.8)$$

ou

$$L_p = L_w - 20 \log(d) - 8 \quad (4.9)$$

ANEXO 5

ETAPAS DE MONTAGEM DO MRC

- Inicialmente, defini-se o desenho e as dimensões da chapa do estator.

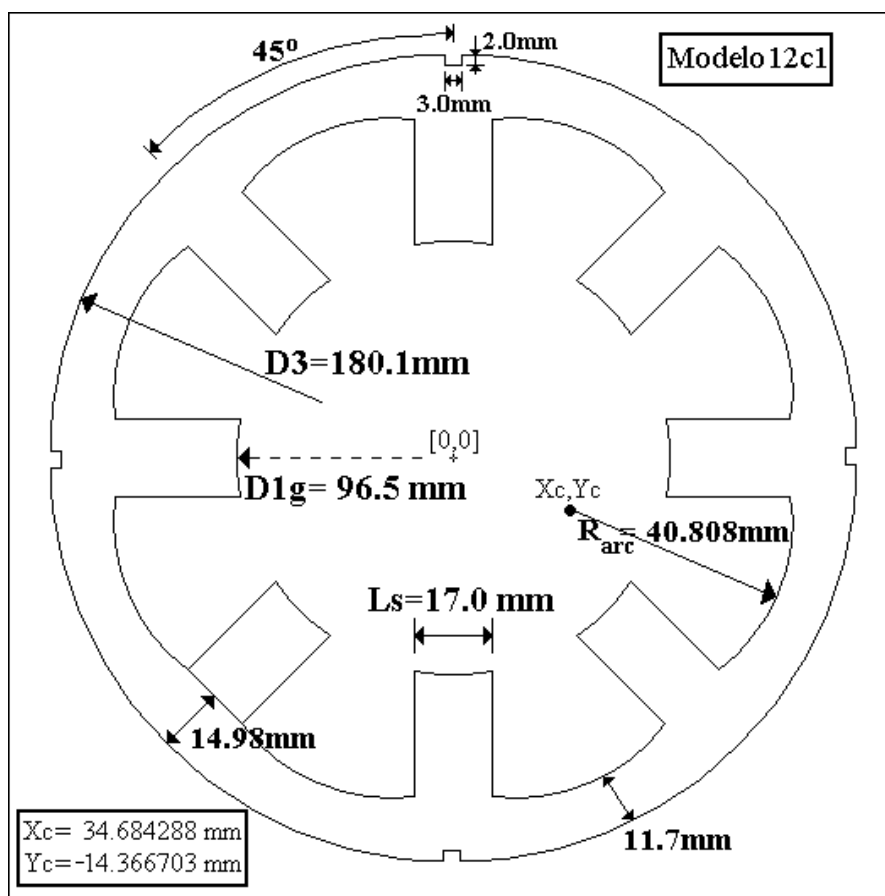


Fig. A.5.1 – Desenho da chapa com as cotas.

- O desenho é enviado à fábrica para o corte (a laser ou processo químico).
- Para o motor em estudo, foram cortadas 260 chapas a laser.
- As chapas são empilhadas numa ferramenta que possibilita pela ordem: o alinhamento, a prensagem, o aperto para garantir o comprimento adequado do pacote (151mm, 248 chapas) e então a solda para fixação de todas as chapas.
- Verificar a interferência entre o diâmetro externo do estator e o interno da carcaça. Caso esteja dentro do limite de 0.03 a 0.05 mm, pode-se prensar o estator na carcaça sem o risco de rachá-la.

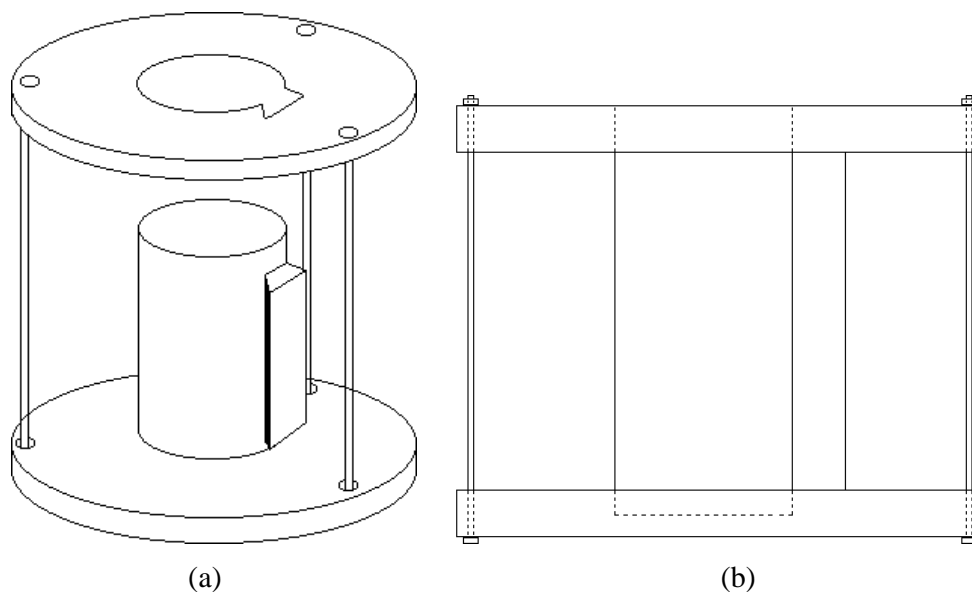


Fig. A.5.2 – (a) Ferramenta para empilhamento das chapas. (b) Vista lateral.

- Retirar a ferramenta de empilhamento.
- No momento da prensagem do estator na carcaça, deve-se tomar o cuidado de alinhar um dos dentes com o furo superior da carcaça.

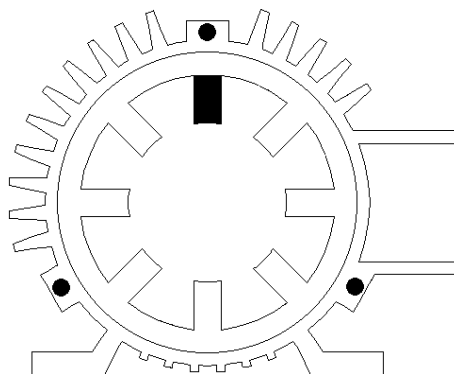


Fig. A.5.3 – Alinhamento do estator com a carcaça.

- Fazer oito bobinas com 68 espiras cada (exigência do MRC em estudo).

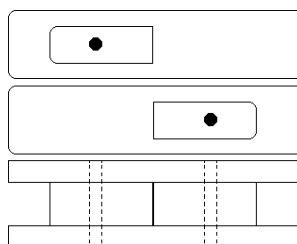


Fig. A.5.4 – Ferramenta para fabricação das bobinas.

- Colocar isolantes nas extremidades dos fios e em volta das bobinas.

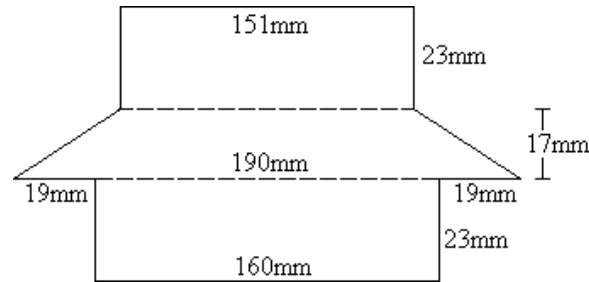


Fig. A.5.5 – Detalhe da isolação utilizada em um dos lados da bobina.

- Inserir corretamente as oito bobinas nos oito dentes.

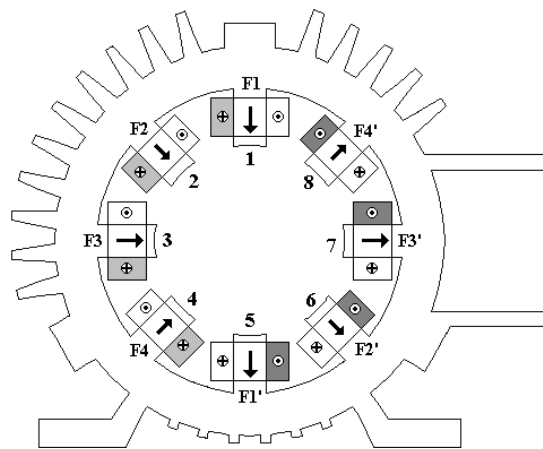


Fig. A.5.6 – Detalhe da correta posição das bobinas (visão frontal do motor).

- Fazer as conexões em série das bobinas simetricamente opostas (F1-F1', F2-F2', F3-F3', F4-F4'). As conexões são feitas na parte de trás do motor.

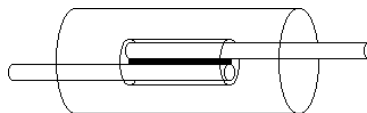


Fig. A.5.7 – Detalhe da luva para conexão série de uma fase.

- Os oito fios que estão na frente do motor devem ser identificados de acordo com as respectivas fases (Fases 1, 2, 3, 4, 5 e 6 são numeradas como 5-5; 7 e 8 são numeradas como 6-6).
- São inseridos discos na parte frontal e na traseira do motor, com o objetivo de empurrar as cabeças de bobina para baixo.
- O motor é impregnado manualmente duas vezes para garantir uma boa isolação.

- São retirados os discos.
- Inserir os oito fios frontais pela janela da caixa de comandos.
- Inserir olhais nos oito fios, sempre tomando cuidados com a correta numeração das fases.
- Conectar os fios nos respectivos bornes (os fios 5 e 6 são conectados ao borne 5, os fios 7 e 8 são conectados ao borne 6); inserir o sensor térmico; conectar os fios do sensor de posição.

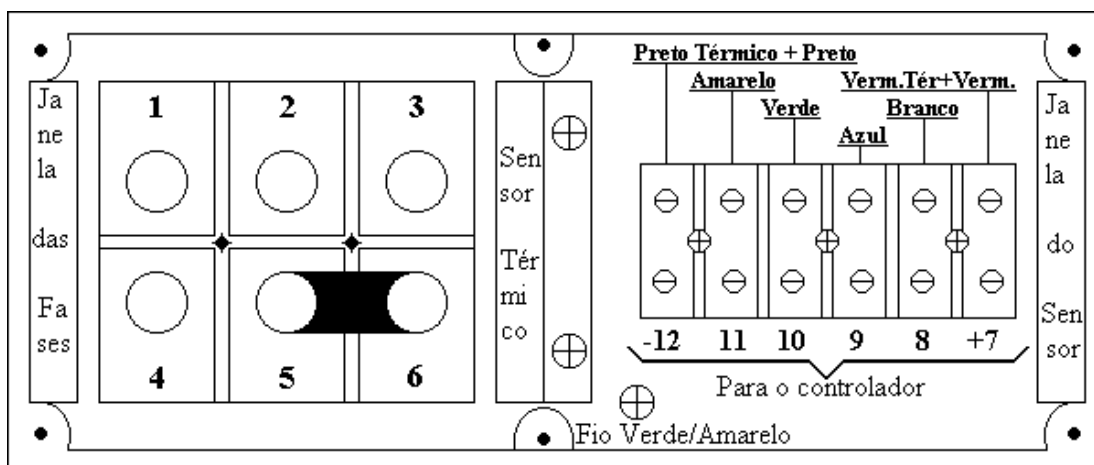


Fig. A.5.8 – Detalhe do compartimento de controle do motor.

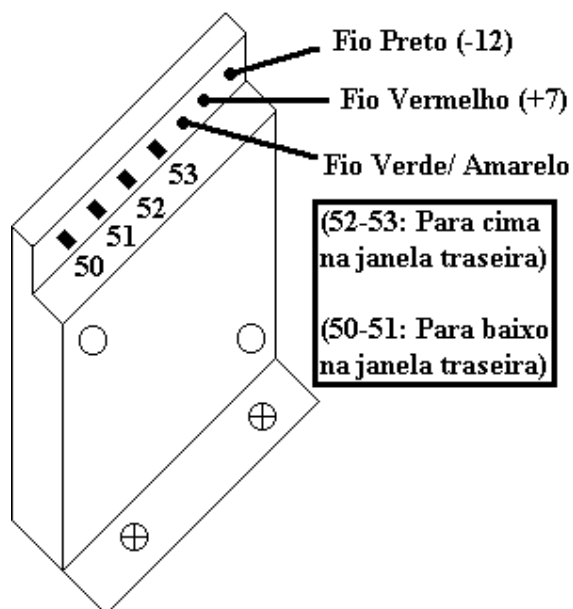


Fig. A.5.9 – Detalhe do sensor térmico.

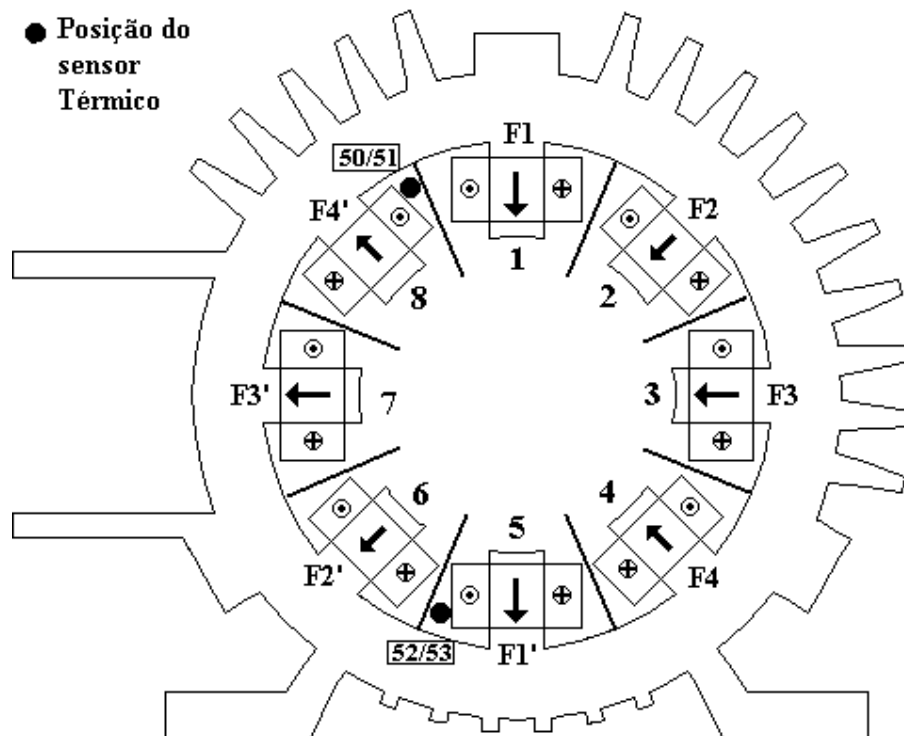


Fig. A.5.10 – Detalhe da posição dos sensores térmicos na traseira do motor.

- Encaixar o eixo do rotor, a tampa dianteira, o disco metálico do sensor de posição, o ventilador e tampa do ventilador.
- Conectar as fases do controlador até o motor (quatro fios).
- Conectar o sensor de posição do controlador até o motor (seis fios).
- Ligar o controlador numa fonte de 395V, 60Hz.
- Dar a partida através do controlador (basta encostar dois fios situados próximo ao potenciômetro).
- Ajustar a velocidade através do potenciômetro com o auxílio de um tacômetro (a velocidade utilizada nos ensaios é de 2508 rpm).
- Efetuar os testes de vibração e ruído na câmara acústica.

ANEXO 6

DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA DE DESENHO PARA TODOS OS MODELOS EM ESTUDO

Arquivo de entrada com os dados originais do MRC:

Tabela A.6.1 – Dados do arquivo de entrada do software MRC.

Nome do Arquivo:	86.dat
escala	1000.00
Rsh [mm]	20.00
R0 [mm]	30.25
R1 [mm]	47.85
R2 [mm]	77.45
R3 [mm]	90.05
gap [mm]	0.40
Beta R [graus]:	21.31678
Beta S [graus]:	20.29
ndivR:	2
ndivS:	6
ndivX:	2

NOMENCLATURA da ETAPA 1 e 2:

As tabelas a seguir trazem informações dos dados que são inseridos no programa de desenho para caracterizar as diferentes formas de rotor e estator. Informações do tipo: Comp.Bob (comprimento da bobina), Alt_Bob (altura da bobina), Dist. Rsi (distância da extremidade do dente até a bobina), Área Bob (área da bobina) e Ae/mm^2 (número de espiras por unidade de área) são fornecidos pelo programa de desenho. MQF (qualidade da malha), N^o Elem. (número de elementos da malha) e N^o.Nós (número de nós da malha) são dados fornecidos pelo software EFM. Em todos os casos é utilizada a malha 5.

Para os rotores 1 e 2, deve-se fornecer o deslocamento de um ponto situado na linha lateral do dente em relação à metade da largura do dente (Lr) em porcentagem (Desl_R [%Lr]). E a altura do mesmo ponto, também em relação à Lr (Alt_R [%Lr]).

Para os rotores 6 e 7, deve-se informar o raio de $\frac{1}{4}$ de um círculo, situado na extremidade lateral, em relação à Lr em porcentagem (R_Ci [%Lr]).

Para os rotores 8 e 9, deve-se informar a altura da extremidade afilada, situado na extremidade lateral, em relação à Lr em porcentagem (altAf [%Lr]).

Para os rotores 10 e 11, deve-se informar a altura das laterais de um quadrado, situado na extremidade lateral, em relação à Lr em porcentagem (altQu [%Lr]).

Para os rotores 12 e 13, deve-se informar a altura do trapézio, situado na extremidade lateral, em relação à Lr em porcentagem (altTr [%Lr]).

Para o rotor 14, os dados pedidos são semelhantes aos dos rotores 1 e 2.

Para o estator 2, deve-se fornecer a distância entre a extremidade do dente até a bobina em relação à metade da largura o dente (Ls) em porcentagem (Rsi_S [%Ls]). Também se deve informar o ângulo entre a extremidade de duas bobinas (Ae). Para o estator original, o raio da coroa interna do estator (R2) que aparece no arquivo de entrada não tem efeito, mas sim a informação do raio do arco entre os dentes (Raio_Ar). O valor de R2 tem efeito nas demais formas do estator (1 e 3 a 7). Nestes casos a coroa do estator é uniforme.

Tabela A.6.2 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC.

	12o	22N	32N	42N	52N	62N
Desl_R [%Lr]:	49.38	49.38	-	-	-	-
Alt_R [%Lr]:	7.90	7.90	-	-	-	R_Ci=30%
Rsi_S [%Ls]:	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90
Ae [graus]:	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60
Raio_Ar [mm]:	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308
Comp.Bob [mm]:	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267
Alt_Bob [mm]:	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686
Dist.Rsi [mm]:	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090
Área Bob [mm ²]:	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819
Ae/mm ² :	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.702	0.701	0.701	0.702	0.695	0.703
Nº.elem:	3016	3002	3004	3014	2976	3156
Nº.nós:	1659	1652	1653	1658	1639	1729

	72N	82N	92N	102N	112N	122N
Desl_R [%Lr]:	-	-	-	altTr=30%	altTr=30%	30,00
Alt_R [%Lr]:	R_Ci=30%	altQu=30%	altQu=30%	-	-	30,00
Rsi_S [%Ls]:	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90
Ae [graus]:	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60
Raio_Ar [mm]:	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308
Comp.Bob [mm]:	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267
Alt_Bob [mm]:	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686
Dist.Rsi [mm]:	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090
Área Bob [mm ²]:	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819
Ae/mm ² :	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.703	0.701	0.697	0.701	0.695	0.708
N.elem:	3158	3002	2984	3000	2952	3108
N.nós:	1730	1652	1643	1651	1627	1705

Os dados a seguir, correspondem aos modelos da ETAPA 2 do Capítulo 4:

Tabela A.6.3 – Dados do arquivo de entrada do software MRC.

Nome do Arq.:	86.dat	RshA.	RshB.	R0A.	R0B.	BrA.	BrB.
Escala	1000.00	1000.00	1000.00	1000.00	1000.00	1000.00	1000.00
Rsh [mm]	20.00	18.00	22.00	20.00	20.00	20.00	20.00
R0 [mm]	30.25	30.25	30.25	27.23	33.275	30.25	30.25
R1 [mm]	47.85	47.85	47.85	47.85	47.85	47.85	47.85
R2 [mm]	77.45	77.45	77.45	77.45	77.45	77.45	77.45
R3 [mm]	90.05	90.05	90.05	90.05	90.05	90.05	90.05
gap [mm]	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40	0.40
Beta R [graus]:	21.31678	21.31678	21.31678	21.31678	21.31678	19.19	23.45
Beta S [graus]:	20.29	20.29	20.29	20.29	20.29	20.29	20.29
ndivR:	2	2	2	2	2	2	2
ndivS:	6	6	6	6	6	6	6
ndivX:	2	2	2	2	2	2	2

Tabela A.6.4 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC.

	12o	1RshA2	1RshB2	1R0A2	1R0B2	1BRA2	1BRB2
Desl_R [%Lr]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Lr]:	7.90	7.90	7.90	7.90	7.90	7.90	7.90
Rsi_S [%Ls]:	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90	47.90
Ae [graus]:	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60	2.60
Raio_Ar [mm]:	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308	41.308
Comp.Bob [mm]:	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267	40.00267
Alt_Bob [mm]	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686	24.00686
Dist.Rsi [mm]:	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090	4.07090
Área Bob [mm ²]:	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819	552.2819
Ae/mm ² :	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.702	0.700	0.696	0.698	0.689	0.701	0.701
Nº.elem:	3016	3004	2970	2992	2930	3004	3026
Nº.nós:	1659	1649	1633	1647	1617	1653	1664

NOMENCLATURA da ETAPA 3 e 4:

Nesta etapa o rotor não é alterado. O rotor utilizado é o original.

O estator 1 possui a coroa uniforme. Apenas o raio interno da coroa é alterado. São três valores baseados na coroa original. Espessura mínima (A), média (B) e máxima (C).

O estator 2 possui um arco entre os dentes. Deve-se informar o raio do arco entre os dentes (Raio_Ar).

O estator 3 possui um arco na base do dente. Deve-se informar o raio do arco (R_Arc_Bas).

O estator 4 possui um triângulo interno nas laterais do dente. Deve-se informar a altura do triângulo em relação à metade da largura do dente do estator em porcentagem (Alt. Triang [%Ls]).

O estator 5 possui uma rampa externa na lateral do dente. Deve-se informar a altura da rampa em relação à Ls em porcentagem (Alt. Triang [%Ls]).

O estator 6 possui um trapézio externo na lateral do dente. Deve-se informar a altura do trapézio em relação à Ls em porcentagem (Alt. Trap [%Ls]).

O estator 7 possui uma semi-esfera na lateral do dente. Deve-se informar o raio da esfera (Rai_Esf).

Tabela A.6.5 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para os estatores 1 e 2.

	12A	12B	12C	12D	11aN	11bN	11cN
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	52.6472	47.8732	17.882	5.0	56.1314	40.224	10.0173
Ae [graus]:	4.3	3.5	2	1.18271	3.116	2.0	1.1283
Raio_Ar [mm]:	43.308	42.308	40.308	39.308	-	-	-
R2 [mm]:	-	-	-	-	78.85	77.45	76.05
R_Arc_Bas [mm]:	-	-	-	-	-	-	-
Comp.Bob [mm]:	38.5517	39.0719	38.6153	38.5447	40.0048	40.1112	38.9410
Alt_Bob [mm]:	25.6229	25.0191	25.5475	25.6313	24.0047	23.8941	25.1684
Dist.Rsi [mm]:	4.4744	4.0686	1.1520	0.4249	4.7705	3.4185	0.8513
Área Bob [mm*2]:	552.2820	552.2820	552.2819	552.2818	552.2819	552.2818	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.717	0.708	0.697	0.587(m4)	0.728	0.717	0.707
N.elem:	3080	2996	3048	2428	3150	3090	3152
N.nós:	1691	1650	1675	1342	1726	1696	1727

Tabela A.6.6 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 3.

	13ax	13ay	13bx	13bw	13cu	13cx
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	56.309	14.6287	35.27	21.5872	18.798	16.657
Ae [graus]:	3.0	1.4	2.0	1.1	0.71	0.9
Raio_Ar [mm]:	-	-	-	-	-	-
R2 [mm]:	78.85	78.85	77.45	77.45	76.05	76.05
R_Arc_Bas [mm]:	2.00	4.00	2.00	3.00	1.00	2.00
Comp.Bob [mm]:	40.1377	38.9883	39.7795	39.7613	39.9592	39.6222
Alt_Bob [mm]:	23.8667	25.1142	24.2420	24.2614	24.0523	24.4106
Dist.Rsi [mm]:	4.7856	1.2433	2.9975	1.8346	1.5976	1.4156
Área Bob [mm*2]:	552.2819	552.2820	552.2820	552.2820	552.2819	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.723	0.707	0.712	0.708	0.694	0.695
N.elem:	3284	3160	3194	3126	3176	3164
N.nós:	1793	1731	1748	1714	1739	1733

Tabela A.6.7 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 4.

	14ax	14ay	14bx	14by	14cx	14cy
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	56.1314	56.1314	40.224	40.224	10.0173	10.0173
Ae [graus]:	3.116	3.116	2	2	1.1283	1.1283
R2 [mm]:	78.85	78.85	77.45	77.45	76.05	76.05
Raio_Ar [mm]:	-	-	-	-	-	-
Alt_Triang [%Ls]:	10.00	20.00	10.00	20.00	10.00	20.00
Comp.Bob [mm]:	40.0048	40.0048	40.1112	40.1112	38.9410	38.9410
Alt_Bob [mm]:	24.0047	24.0047	23.8941	23.8941	25.1684	25.1684
Dist.Rsi [mm]:	4.7705	4.7705	3.41854	3.41854	0.8513	0.8513
Área Bob [mm*2]:	552.2819	552.2819	552.2818	552.2818	552.2820	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.675	0.685	0.666	0.675	0.650	0.659
N.elem:	2952	2920	2904	2888	2944	2928
N.nós:	1667	1651	1643	1635	1663	1655

Tabela A.6.8 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para os estatores 5 e 6.

	15ax	15ay	15bx	15by	16ax	16ay	16bx	16bz
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	39.3693	35.9562	19.413	13.0591	34.0922	30.2982	22.4791	14.7541
Ae [graus]:	2.6	2.3	1.5	1.2	2.6	1.7	1.4	1.1
R2 [mm]:	78.85	78.85	77.45	77.45	78.85	78.85	77.45	77.45
Raio_Ar [mm]:	-	-	-	-	-	-	-	-
Alt_Ram [%Ls]:	5.00	7.00	5.00	7.00	5.00	10.00	5.00	7.00
Comp.Bob [mm]:	39.4403	39.5200	39.2141	39.0786	39.09233	39.7498	39.522	39.2932
Alt_Bob [mm]:	25.5027	25.7824	25.7816	26.3393	25.99591	26.2335	25.4805	26.1672
Dist.Rsi [mm]:	3.3459	3.0558	1.6499	1.1099	2.897411	2.57497	1.91044	1.25391
Área Bob [mm*2]:	552.2820	552.2820	552.2820	552.2820	552.2820	552.2820	552.2820	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.689	0.702	0.68	0.701	0.735	0.742	0.731	0.727
N.elem:	3644	3626	3584	3634	3152	3202	3152	3168
N.nós:	1973	1964	1943	1968	1727	1752	1727	1735

Tabela A.6.9 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para o estator 7.

	17ax	17ay	17bx	17by	17cx	17cy
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	56.1314	56.1314	40.224	40.224	10.0173	10.0173
Ae [graus]:	3.116	3.116	2	2	1.1283	1.1283
R2 [mm]:	78.85	78.85	77.45	77.45	76.05	76.05
Raio_Ar [mm]:	-	-	-	-	-	-
Rai_Esf [mm]:	2.00	4.00	2.00	4.00	2.00	4.00
Comp.Bob [mm]:	40.0048	40.0048	40.1112	40.1112	38.9410	38.9410
Alt_Bob [mm]:	24.0047	24.0047	23.8941	23.8941	25.1684	25.1684
Dist.Rsi [mm]:	4.7705	4.7705	3.4185	3.4185	0.8513	0.8513
Área Bob [mm*2]:	552.2819	552.2819	552.2818	552.2818	552.2820	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.684	0.820	0.672	0.667	0.661	0.657
N.elem:	2996	2948	2946	2898	2976	2944
N.nós:	1689	1665	1664	1640	1679	1663

Os dados a seguir, correspondem aos modelos das ETAPAS 4 e 5 do Capítulo 4:

Tabela A.6.10 – Dados pedidos e fornecidos pelo software MRC para as Etapas 4 e 5.

	12c1	12C	12c2	13bx1	13bx	13bx2	13bw	13bw2
Desl_R [%Ls]:	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38	49.38
Alt_R [%Ls]:	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9	7.9
Rsi_S [%Ls]:	23.698	17.882	10.3	25.1095	35.27	24.4175	21.5872	17.5425
Ae [graus]:	2.4	2.0	1.6	2.1	2.0	1.6	1.1	0.6
R2 [mm]:	-	-	-	77.45	77.45	77.45	77.45	77.45
Raio_Ar [mm]:	40.808	40.308	39.808	-	-	-	-	-
R_Arc_Bas [mm]:	-	-	-	1.5	2.00	2.5	3.00	3.5
Comp.Bob [mm]:	38.6060	38.6153	38.4961	28.9992	39.7795	39.4532	39.7613	39.9821
Alt_Bob [mm]:	25.5585	25.5475	25.6892	25.1018	24.2420	24.5943	24.2614	24.0284
Dist.Rsi [mm]:	2.0140	1.1520	0.8727	2.1340	2.9975	2.0752	1.8346	1.4909
Area Bob [mm*2]:	552.2820	552.2819	552.2820	552.2820	552.2820	552.2819	552.2820	552.2820
Ae/mm2]:	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231	0.1231
MQF:	0.698	0.697	0.710	0.713	0.712	0.714	0.708	0.703
N.elem:	3012	3048	3104	3204	3194	3196	3126	3126
N.nós:	1657	1675	1703	1753	1748	1749	1714	1714

A seguir são apresentados os números dos nós centrais dos oito dentes fornecidos pelo software ANSYS para todos os casos estudados.

Tabela A.6.11 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 1 a 3.

dente:	T1A	T1b	T1c	T2a	T2b	T2o	T2C	T2D	T3AX	T3AY	T3BW	T3BX	T3CU	T3CX
1	793	787	787	793	787	787	787	787	801	809	801	801	801	801
2	839	829	829	839	829	829	829	829	845	857	845	845	845	845
3	885	871	871	885	871	871	871	871	889	905	889	889	889	889
4	931	913	913	931	913	913	913	913	933	953	933	933	933	933
5	977	955	955	977	955	955	955	955	977	1001	977	977	977	977
6	1023	997	997	1023	997	997	997	997	1021	1049	1021	1021	1021	1021
7	1069	1039	1039	1069	1039	1039	1039	1039	1064	1096	1064	1064	1064	1064
8	747	745	745	747	745	745	745	745	757	761	757	757	757	757

Tabela A.6.12 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 1 a 3.

dente:	T4AX	T4AY	T4BX	T4BY	T4CX	T4CY	T5AX	T5AY	T5BX	T5BY	T7AX	T7AY	T7BX	T7BY	T7CX	T7CY
1	911	911	911	911	911	911	805	805	805	805	805	813	805	813	805	813
2	861	861	861	861	861	861	851	851	851	851	851	863	851	863	851	863
3	811	811	811	811	811	811	897	897	897	897	897	913	897	913	897	913
4	761	761	761	761	761	761	943	943	943	943	943	963	943	963	943	963
5	1111	1111	1111	1111	1111	1111	989	989	989	989	989	1013	989	1013	989	1013
6	1061	1061	1061	1061	1061	1061	1035	1035	1035	1035	1035	1063	1035	1063	1035	1063
7	1011	1011	1011	1011	1011	1011	1080	1080	1080	1080	1080	1112	1080	1112	1080	1112
8	961	961	961	961	961	961	759	759	759	759	759	763	759	763	759	763

Tabela A.6.13 – Números dos nós fornecidos pelo software ANSYS para as Etapas 4 e 5.

Dente:	T2c1	T2C	T2c2	T3bx1	T3bx	T3bx2	T3bw	T3bw2
1	787	787	787	801	801	801	801	801
2	829	829	829	845	845	845	845	845
3	871	871	871	889	889	889	889	889
4	913	913	913	933	933	933	933	933
5	955	955	955	977	977	977	977	977
6	997	997	997	1021	1021	1021	1021	1021
7	1039	1039	1039	1064	1064	1064	1064	1064
8	745	745	745	757	757	757	757	757

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CAMERON, D.E., LANG, J., HUMANS, S.D., The origin and reduction of acoustic noise in doubly salient variable reluctance motor, *IEEE Trans. on Industry Applications*, v. 26, part B, p. 253-266, 1992.
- [2] RADUN, A.V., Design considerations for the switched Reluctance motor, *IEEE Trans. on Industry Applications*, v.31, N.5, p.1079-1087, Sep-Oct 1995.
- [3] BEDFORD, B.D.,: *USA Patents Nos. 3678352 and 3679953*, 1972.
- [4] LAWRENSON, P.J, STEPHENSON, J.M., BLENKINSOP, P.T., CORDA, J. and FULTON N.N., Variable-speed switched reluctance motors, *IEE Proceedings.*, v.127, Pt. B, N.4, p.253-265, July, 1980.
- [5] CAMERON, D.E., LANG, J., HUMANS, S.D., The origin of acoustic noise in variable-reluctance motor, in *Proc. IEEE IAS Annual Meeting*, 89CH2792-0, p.108-115, 1989.
- [6] SADOWSKI N., LEFÈVRE, Y., LAJOIE-MAZENC, M., and BASTOS, J.P.A., Sur le calcul des forces magnétiques, *Journal de physique III*, France, p. 859-870, 1992.
- [7] WU, C,Y, and POLLOCK, C., Analysis and reduction of vibration and acoustic noise in Switched Reluctance Motors, in *Proceedings IEEE IAS Annual Meeting*, 93CH3366-2, p.106-112, 1993.
- [8] COLBY, R.S., MOTTIER, F. and MILLER, T.J.E., Vibration modes and acoustic noise in a 4-phase Switched Reluctance Motors, in *IEEE Trans. on Industry Applications*, v.32, N.6, p.1357-1364, 1996.
- [9] NEVES, C.G.C., *Simulação e análise do motor de relutância chaveado*, Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, 1995. Dissertação de Mestrado.
- [10] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SADOWSKI, N., Modelagem do Motor de Relutância Chaveado por Elementos Finitos, in: *CBMAG'95*, Florianópolis, Anais de Congresso, p.348-350, maio de 1995.
- [11] SADOWSKI, N., LEFÈVRE, Y., NEVES, C.G.C., CARLSON, R., Finite Elements Coupled to Electrical Circuit Equations in the Simulation of Switched Reluctance Drives: Attention to Mechanical Behaviour, *IEEE Transactions on Magnetism*, v.32, N.3, p.1086-1089, May 1996.

- [12] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SADOWSKI, N., BASTOS, J.P.A., Aspectos Gerais da Modelagem por Elementos Finitos das Vibrações de Origem Eletromagnética nas Máquinas Elétricas, *In: XI Congresso de Automática, 1996*, São Paulo, Anais de Congresso, p.1503-1508, 1996.
- [13] NEVES, C.G.C., SADOWSKI, N., LEFÈVRE, Y., CARLSON, R., Modelagem dos Ambientes Eletromagnético e Mecânico do Motor de Relutância Chaveado, *Revista Eletrônica de Potência, Brasil*, v.2, N.1, p.23-28, 1997.
- [14] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SADOWSKI, N., BASTOS, J.P.A., SOEIRO, N.S., GERGES, S.N.Y., Vibrational Behavior of Switched Reluctance Motors by Simulation and Experimental Procedures, *In: Conference on the Computation of Electromagnetic Fields, COMPUMAG'97*, Rio de Janeiro, 1997.
- [15] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SADOWSKI, N., BASTOS, J.P.A., NAU, S.L., The Influence Prediction of the Current Waveforms on the Vibrational Behavior of Switched Reluctance Motors, *In: IEEE-IEMDC – International Electric Machines and Drives*, Milwaukee, USA, v.1, p.TB1-TB7, 1997.
- [16] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SOEIRO, N.S., SADOWSKI, N., BASTOS, J.P.A., GERGES, S.N.Y., Survey of the Main Aspects of Magnetic Vibration in Switched Reluctance Motors, *In: IEEE INDUSCOM*, São Paulo, Anais de Congresso, p.192-196, 1998.
- [17] NEVES, C.G.C., SOEIRO, N.S., SADOWSKI, N., CARLSON, R., Estudo do Comportamento Vibratório do MRC por Meio de Simulação e Procedimentos Experimentais, *SBA – Controle & Automação*, Brasil, v.10, N.1, p.68-72, 1999.
- [18] NEVES, C.G.C., CARLSON, R., SADOWSKI, N., BASTOS, J.P.A., SOEIRO, N.S., GERGES, S.N.Y., Calculation of Eletromagnetic-mechanic-acoustic Behavior of a Switched Reluctance Motor, *In: COMPUMAG'99*, Sapporo, Anais de Congresso, v.1, p.56-57, 1999.
- [19] NEVES, C.G.C., *Uma Metodologia de Modelagem e Análise das Vibrações de Origem Magnética nas Máquinas Elétricas Rotativas por Elementos Finitos e Procedimentos Experimentais*, Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina, 1999. Tese de Doutorado.
- [20] BASTOS, J.P.A., *Calcul des performances intrinsèques des machines à reluctance variable polydiscoïdes par une méthode d'éléments finis*, Paris, 1980. These de Docteur Ingénieur, à l'Université Pierre et Marie Curie

- [21] BASTOS, J.P.A., *Calcul de champs magnétiques par une méthode d'éléments finis à 2 et 3 dimensions – Contribution à la détermination des caractéristiques de Machines à Reluctance Variable polydiscoïdes*, Paris 6, 1984. These de Doctorat D'Etat, à l'Université Pierre et Marie Curie.
- [22] MULTON, B.; HASSINE, S.; LE CHENADEC, J.Y., Pole arcs optimization of vernier reluctance motors supplied with square wave current, *Electric Machines and Power Systems*, v.21, N.6, p. 695-709, Nov-Dec, 1993.
- [23] FAIZ, J., FINCH, J.W., Aspects of design optimization for switched reluctance motors, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, v.8, N.4, p.704-713, Dec 1993.
- [24] LIU, C.-T.; SHEU, N., Optimal pole arrangement design of a linear switched-reluctance machine for magnetic levitation and propulsion system, *IEEE Transactions on Magnetics*, Part 2 (of 3), v.32, N.5, p.5067-5069, Sep 1996.
- [25] PELIKANT, A., WIAK, S., The influence of the rotor pole shape on the static and dynamic characteristics of the switched reluctance motor, *IEEE Transactions on Magnetics*, v.32, N.3, p.1529-1532, May 1996.
- [26] OHDACHI, Y., Optimum design of switched reluctance motors using dynamic finite element analysis, *IEEE Transactions on Magnetics*, v.33, N.2, p.2033-2036, March 1997.
- [27] NEAGOE, C.; FOGGIA, A.; KRISHNAN, R., Impact of pole tapering on the electromagnetic torque of the switched reluctance motor, *IEEE International Electric Machines and Drives Conference Record*, p.WA1 2.1-2.3, May 18-21, 1997.
- [28] BESBES, M., PICOD, C., CAMUS, F., GABSI, M., Influence of stator geometry upon vibratory behaviour and electromagnetic performances of switched reluctance motors, *IEE Proc.-Electr. Power Appl.*, v.145, N.5, p.462-468, 1998.
- [29] RAHMAN, K.M., FAHIMI, B., SURESH, G., RAJARATHNAM, A.V., and EHSANI, M., Advantages of Switched Reluctance Motors applications to EV and HEV: design and control issues, *IEEE Trans. on Magnetics*, v.1, p.327-334, Oct, 1998.
- [30] KOSAKA, T. and MATSUI, N., Optimal combination of pole configuration and current waveform of Switched Reluctance Motors for torque maximization, *IEEE Trans. on Magnetics*, v.1, p.586-592, Oct, 1998.
- [31] STHEPHENSON, J.M., Switched reluctance motors, *IEEE Industry Applications Society Conference*, Seattle, WA, p.4-35, 1990.

- [32] EFCAD. Pacote de programas de cálculo de campos que utiliza o método de Elementos Finitos em 2D. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Compilador DJGPP.
- [33] PILLAY, P.; CAI, W.,” *An Investigation into vibration in switched reluctance motors*”, IEEE Trans. Magn., Vol. 1, p 341-350, Oct 1998.
- [34] KRISHNAN, R.; VIJAYRAGHAVAN, P.,” *State of the Art: Acoustic noise in switched reluctance motor drives*”, IEEE Trans. Magn., Vol. 2, p 929-934, Sep 1998.
- [35] ROCHEBRUNE, A.R., *Contribution a l’analyse des bruits et vibrations des inductances et des transformateurs*, 1988. These de Doctorat da L’Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [36] BESBES, M., *Contribution à la modelisation numérique des phénomènes couplés magnéto-élastiques – Application à l’étude des vibrations d’origine magnétique dans les MRV*, à l’Universite Paris, 1995. These de Doctorat Génie Électrique.
- [37] SADOWSKI N., CARLY, B., LEFÈVRE, Y., LAJOIE-MAZENC, M., and ASTIER, S., Finite element torque calculation while considering the movement, *IEEE Transactions on Magnetics*, v.28, N.2, p.1410-1413, Mar 1992.
- [38] SWANSON ANALYSIS SYSTEM INC., *Theory Manual (Ansys Help System, Release 5.3)*, Houston, PA, 1994.
- [39] MRC.EXE. Versão 2002. Programa para geração do desenho do motor de relutância chaveado em 2D. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis, set. 1999. Linguagem Fortran 77. Compilador DJGPP.
- [40] MILLER, T.J.E., *Switched Reluctance Motors and their Control*, Magna Physics Publishing and Clarendon Press Oxford, 1993.
- [41] EFM.EXE. Versão Windows 2002. Programa do pacote EFCAD para geração da malha pelo método de Elementos Finitos em 2D. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Compilador DJGPP.
- [42] EFCRF.EXE. Versão 2002. Programa do pacote EFCAD para o cálculo estático com rotação das forças magnéticas. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Compilador DJGPP.
- [43] ANSYS.EXE. Versão 5.3. Programa de cálculo dos deslocamentos mecânicos pelo método de Elementos Finitos em 2D e 3D. Swanson Analysis Systems, Inc. Houston, PA.
- [44] NECT.EXE. Versão 2002. Programa de decomposição harmônica das forças magnéticas. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Comp. DJGPP.

- [45] VR.EXE. Versão 2002. Programa de cálculo do ruído e da vibração. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Compilador DJGPP.
- [46] ANALISE.EXE. Versão 2002. Programa de análise dos resultados eletromagnéticos e mecânicos. UFSC, EEL, GRUCAD. Florianópolis. Linguagem Fortran. Compilador DJGPP.
- [47] GERGES S.N.Y., *Ruído: Fundamentos e Controle*, 1^o Ed., Editora da UFSC, 1992.
- [48] COMMISSION ELECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE (CEI). Machines électriques tournantes – Partie 14: Vibrations mécaniques de certaines machines de hauteur d'axe supérieure ou égale à 56mm – Mesurage, évaluation et limites de la vibration, CEI IEC 34-14. Genève, Suisse, 1996.
- [49] INTERNATIONAL STANDARD (ISO). Acoustics – Test code for the measurement of airborne noise emitted by rotating machines, 1999.
- [50] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Ruído em máquinas elétricas girantes com análise em frequência – carcaça IEC/ABNT, NBR 7566. Rio de Janeiro, 1982.
- [51] BASTOS, J.P.A., *Eletromagnetismo e Cálculo de Campos*, 2^o Ed., Edit. UFSC, 1992.
- [52] ENGELMANN, R.H., MIDDENDORF, W.H., *Handbook of Electric Motors*, Marcel Dekker Inc., New York, 1995.
- [53] TASC DRIVES Ltd., *Oulton Technical Manual*, Lowestoft, England, 1989.
- [54] LAURENCE, SCOTT & ELECTROMOTORS LTD., *Installation Manual for Oulton Controller*, Norwich, England, 1994.
- [55] BATHE, K.J., *Finite Element Procedures in Engineering Analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1982.
- [56] TSE, S., MORSE, I.E., and HINCLE, R.T., *Mechanical Vibrations*, Allyn and Bacon, Boston, 1963.